

Marcus Vinícius Volponi Morteau

**DESENVOLVIMENTO DE TECNOLOGIAS DE RECHEIOS  
PARA TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS  
POR DIFUSÃO**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
da Universidade Federal de Santa  
Catarina para a obtenção do Grau de  
Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.<sup>a</sup> Márcia Barbosa  
Henriques Mantelli, PhD.

Coorientador: Prof. Kleber Vieira de  
Paiva, Dr.

Florianópolis  
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária  
da UFSC.

Mortean, Marcus Vinícius Volponi

Desenvolvimento de tecnologias de recheios para  
trocadores de calor compactos soldados por difusão /  
Marcus Vinicius Volponi Mortean ; orientadora, Márcia  
Barbosa Henriques Mantelli ; coorientador, Kleber Vieira  
de Paiva. - Florianópolis, SC, 2014.

212 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Recheios de trocadores de  
calor. 3. Trocadores de calor compactos. 4. Soldagem por  
difusão. I. Mantelli, Márcia Barbosa Henriques . II.  
Paiva, Kleber Vieira de. III. Universidade Federal de  
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica. IV. Título.

Marcus Vinícius Volponi Morteau

**DESENVOLVIMENTO DE TECNOLOGIAS DE RECHEIOS  
PARA TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS  
POR DIFUSÃO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 25 de fevereiro de 2014.

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof.<sup>a</sup> Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.  
Orientadora  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.  
Coorientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Aloísio Nelmo Klein, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Augusto José de Almeida Buschinelli, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Júlio César Passos, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Saulo Güths, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Aos meus pais, Benedito e Gleisi,  
e à minha irmã Débora,  
por todo o apoio e dedicação.  
À Hélida, por sempre acreditar em mim.  
Aos meus familiares e amigos.



## AGRADECIMENTOS

Quero agradecer principalmente aos meus pais Benedito Morteau e Gleisi Volponi Morteau, por todo esforço e dedicação que tiveram para me proporcionar a educação que tenho hoje. Eles, juntamente com a minha irmã, Débora Letícia Volponi Morteau, deram-me todo o apoio e incentivo necessários para sempre seguir ir em frente.

À Hélida Leseux, por ter acreditado em mim durante todo este trabalho, sempre com paciência e companheirismo nos momentos mais turbulentos.

Aos meus familiares, que sempre me incentivaram a tornar-me a pessoa que sou hoje.

À Prof. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, por sua orientação e dedicação, e principalmente por acreditar em minha capacidade para desenvolver este trabalho de tamanha responsabilidade.

Ao Prof. Kleber Vieira de Paiva pelo indispensável apoio no desenvolvimento desta pesquisa, ajudando em todos os momentos.

Aos Profs. Augusto Buschinelli e Aloísio Nelmo Klein pelas orientações primordiais no projeto.

Aos meus colegas Luis, Gustavo e Juan, por suas recomendações e valiosos aportes.

Aos técnicos João, Charles, Leandro e Diohr, e demais membros do laboratório, Augusto, Nelson, Kenya, Milanez, Luiza, Natália entre outros, por sua colaboração e amizade.

Aos colegas do *Forschungszentrum Jülich* por toda a ajuda fornecida, e por proporcionarem a oportunidade de realizar a soldagem por difusão em seu laboratório.

A CAPES pela concessão de bolsas de mestrado e apoio financeiro.

Ao Maurício, Letícia e Petrobrás pelo apoio e confiança no desenvolvimento deste projeto.

À UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, que através do POSMEC – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, me proporcionou a oportunidade de cursar esta pós-graduação.

Ao LABTUCAL e LEPTEN pelo espaço físico oferecido.

Enfim, a todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.





## RESUMO

Trocadores de calor compactos são caracterizados pela sua alta taxa de transferência de calor em um volume reduzido, tornando-se essenciais em aplicações em que tamanho e peso são importantes, tais como nos setores automobilístico, naval e aéreo. O principal objetivo deste trabalho é desenvolver novas tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos, incluindo o projeto e a construção de protótipos de partes de trocadores de calor, empregando o processo de soldagem por difusão. Nesse contexto, é apresentada uma revisão bibliográfica a respeito das características de trocadores de calor compactos, assim como dos aspectos gerais de sua composição e de seu funcionamento. Com base em trabalhos da literatura, foi elaborado um modelo matemático simples para prever o comportamento térmico do trocador de calor compacto. Além disso, foi estudada a influência dos parâmetros temperatura e pressão na soldagem por difusão. Os recheios desenvolvidos neste trabalho foram projetados e produzidos em cobre, sendo empregadas diferentes tecnologias para sua fabricação. Baseado na tecnologia que apresentou o melhor resultado teórico, foi construído um pequeno trocador de calor compacto, o qual foi testado com correntes de água. Os resultados obtidos experimentalmente foram comparados com a previsão de modelos matemáticos desenvolvidos para este fim. Foi estudada a influência dos parâmetros pressão e temperatura na soldagem por difusão do cobre, utilizando como critério de avaliação os ensaios de tração e cisalhamento. Assim, processos inovadores para fabricação de recheios foram desenvolvidos, contribuindo para o estado da arte em trocadores de calor compactos soldados por difusão e proporcionando um embasamento teórico e experimental que permitirá o prosseguimento dos trabalhos nesta linha de pesquisa.

**Palavras-chave:** Recheios de trocadores de calor. Trocadores de calor compactos. Soldagem por difusão.



## ABSTRACT

Compact heat exchangers are mainly characterized by their high heat exchange rate in small volume, what makes them essential in applications in which weight and size are important, such as the automotive, marine and aerospace industries. The main objective of this work is developing new core technologies for compact heat exchangers by designing and building prototypes in which the diffusion bonding process is employed. A literature review of compact heat exchangers characteristics, as well as the general aspects of their structure and operation are presented. Based on a literature studies, an one-dimensional steady state thermal model was developed to predict the thermal behavior of the compact heat exchanger. Furthermore, the influence of temperature and pressure on the diffusion bonding process were studied as well. The heat exchanger cores were manufactured in copper with different kinds of technologies. A small heat exchanger was built using the theoretical model best results and it was tested with water streams. A good agreement was obtained when the experimental results were compared to the mathematical model. Add to this, the influence of pressure and temperature on the diffusion bonding process was predicted using tension and shear tests as evaluation criteria. In this way, innovative processes for cores manufacturing using diffusion bonding were developed, contributing for the state of the art in compact heat exchangers and providing a theoretical and experimental knowledge, which will allow further studies in this research line.

**Keywords:** Heat exchanger cores. Compact heat exchangers. Diffusion bonding.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Arranjos dos trocadores de calor de acordo com o grau de compactação do equipamento e diâmetro hidráulico. ....	37
Figura 2 – Recheio de um trocador de calor compacto: 1 – placas, 2 – barras laterais e 3 – aletas dobradas de um metal contínuo.....	38
Figura 3 – Esquema de trocador de calor compacto composto por dois fluidos.....	39
Figura 4 – Dados comparativos entre os trocadores de calor compactos. ....	43
Figura 5 – Seção de um trocador de calor tipo PCHE.....	45
Figura 6 – Trocador compacto do tipo PCHE.....	45
Figura 7 – Vista com detalhes da superfície de trocadores do tipo Marbond. ....	46
Figura 8 – Vista de corte do trocador do tipo Marbond. ....	46
Figura 9 – Sequência para produção do recheio.....	48
Figura 10 – Vista lateral do recheio. ....	48
Figura 11 – Sequência das etapas da soldagem por difusão.....	51
Figura 12 – Esquema de montagem do mini tubo.....	55
Figura 13 – Esquema da matriz projetada .....	56
Figura 14 – Mini tubos de calor produzidos.....	56
Figura 15 – Parâmetros de temperatura e pressão utilizados por PAIVA (2007). ....	59
Figura 16 – Esquema geral do <i>Ram Tensile Test</i> . ....	61
Figura 17 – Dimensões do corpo de prova para ensaio de tração segundo trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010). ....	62
Figura 18 – Esquema geral do teste de tração segundo o trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010). ....	63
Figura 19 – Medidas do corpo de prova a ser testado para o ensaio de cisalhamento.....	64
Figura 20 – Medidas da amostra a ser ligada para o ensaio de cisalhamento.....	65
Figura 21 – Dimensões do corpo de prova para o ensaio de cisalhamento segundo o trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010). ..	65
Figura 22 – Fator de correção F. ....	69
Figura 23 – Circuito térmico de resistências em um trocador de calor. ....	70
Figura 24 – Escoamento cruzado de fluidos não misturados. ....	74
Figura 25 – Curva de efetividade para escoamento cruzado com fluidos não misturados. ....	74

Figura 26 – Número de Nusselt local em função da distância axial adimensional. ....	78
Figura 27 – Comprimento de entrada térmico adimensional em função da razão de aspecto de um retângulo.....	79
Figura 28 – Número de Nusselt médio em função da distância axial adimensional. ....	81
Figura 29 – Dispositivo utilizado para aplicação da pressão. ....	88
Figura 30 – Forno utilizado para fabricação dos protótipos.....	88
Figura 31 – Matrizes prensando o conjunto de peças. ....	90
Figura 32 – Pré-carga empregada nas matrizes de aço inoxidável.....	91
Figura 33 – Corte a laser. ....	94
Figura 34 – Respingos na chapa de aço 1. ....	95
Figura 35 – Respingos na chapa de aço 2. ....	95
Figura 36 – Seção transversal da soldagem de fios de cobre. ....	96
Figura 37 – Tubos de cobre disponíveis no mercado.....	98
Figura 38 – Tubos posicionados com fileiras separadas. ....	99
Figura 39 – Tubos posicionados com fileiras juntas. ....	99
Figura 40 – Desenho do trocador de tubos quadrados com fileiras separadas.....	99
Figura 41 – Desenho do trocador de tubos quadrados com fileiras juntas. ....	100
Figura 42 – Posicionamento dos tubos e fios quadrados de cobre. ....	100
Figura 43 – Posicionamento da primeira camada dos tubos quadrados de cobre.....	101
Figura 44 – Posicionamento da primeira e segunda camada dos tubos quadrados de cobre. ....	101
Figura 45 – Empilhamento das demais camadas e posicionamento da chapa superior. ....	102
Figura 46 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas de duas camadas, vista frontal.....	102
Figura 47 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas de duas camadas, vista lateral. ....	103
Figura 48 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas, vista frontal.....	103
Figura 49 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas. ....	104
Figura 50 – Falha na soldagem. ....	104
Figura 51 – Posicionamento dos fios quadrados.....	105
Figura 52 – Espaçador de cobre. ....	106
Figura 53 – Chapa com fios soldados por solda ponto e fios quadrados cortados.....	107

Figura 54 – Espaçador posicionado sobre a chapa.....	107
Figura 55 – Fios posicionados nos canais do espaçador. ....	108
Figura 56 – Empilhamento das camadas sobre a matriz. ....	108
Figura 57 – Montagem final. ....	109
Figura 58 – Matrizes sujeitas a uma pré-carga, com os espaçadores já removidos.....	109
Figura 59 – Protótipo de fios quadrados de cobre após a soldagem....	110
Figura 60 – Resultado final do trocador tipo fio quadrado 1.....	110
Figura 61 – Resultado final do trocador tipo fio quadrado 2.....	111
Figura 62 – Espaçadores com fios circulares empilhados. ....	112
Figura 63 – Espaçadores com fios circulares empilhados, vista frontal. ....	112
Figura 64 – Montagem do trocador de recheio de fios circulares de cobre.....	112
Figura 65 – Aplicação da pré-carga no trocador de fios circulares de cobre.....	113
Figura 66 – Conjunto final do trocador de fios circulares de cobre montado.....	113
Figura 67 – Resultado final do protótipo de trocador de fios circulares 1. ....	114
Figura 68 – Resultado final do protótipo de trocador de fios circulares 2. ....	114
Figura 69 – Chapa cortada com canais.....	115
Figura 70 – Chapas empilhadas. ....	115
Figura 71 – Corte de uma chapa, originando dois pentes.....	116
Figura 72 – Geometria de corte. ....	117
Figura 73 – Resultado do corte: Parte A e Parte B.....	117
Figura 74 – Parte A e B completas.....	118
Figura 75 – Parte B ligada à chapa intermediária por solda ponto.....	118
Figura 76 – Parte A ligada à chapa intermediária por solda ponto.....	119
Figura 77 – Peças utilizadas para fabricação do trocador. ....	119
Figura 78 – Vista frontal e lateral do empilhamento das Partes A e B. ....	120
Figura 79 – Conjunto montado e já com os quatro parafusos. ....	120
Figura 80 – Resultado após a soldagem por difusão. ....	121
Figura 81 – Trocador final após o corte das laterais. ....	121
Figura 82 – Dimensões da peça e detalhe da seção transversal do canal. ....	122
Figura 83 – Chapa intermediária e peça de recheio. ....	123
Figura 84 – Detalhe da solda ponto.....	123
Figura 85 – Resultado da solda ponto. ....	124

Figura 86 – Empilhamento das camadas do trocador tipo “Pente”.....	124
Figura 87 – Matrizes prensando o conjunto de peças. ....	125
Figura 88 – Resultado da soldagem, trocador tipo “Pente”. ....	125
Figura 89 – Resultado final trocador tipo “Pente”. ....	126
Figura 90 – Figura ilustrativa do forno de soldagem por difusão. ....	130
Figura 91 – Dimensões do corpo de prova para o “ <i>ram tensile test</i> ”..	131
Figura 92 – Sequência das etapas do “ <i>ram tensile test</i> ”.....	131
Figura 93 – Dimensões do corpo de prova para o teste de cisalhamento. .....	132
Figura 94 – Dimensões do trocador tipo “pente” com apenas uma camada. ....	132
Figura 95 – Conjunto prensa matrizes de aço e amostra. ....	133
Figura 96 – Soldagem da amostra de cobre para o ensaio de cisalhamento. ....	134
Figura 97 – Soldagem da amostra de cobre para o “ <i>ram tensile test</i> ”. ....	135
Figura 98 – Soldagem da amostra de cobre do trocador tipo “pente” de uma camada. ....	135
Figura 99 – Soldagem da amostra de aço inoxidável para o ensaio de cisalhamento. ....	136
Figura 100 – Soldagem da amostra de aço inoxidável para o “ <i>ram tensile test</i> ”.....	137
Figura 101 – Soldagem da amostra de aço inoxidável do trocador tipo “pente” de uma camada.....	137
Figura 102 – Microscopia ótica da amostra de cobre gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento. ....	138
Figura 103 – Microscopia ótica da amostra de cobre gerada do corpo de prova do ensaio de tração.....	138
Figura 104 – Microscopia eletrônica da amostra de cobre gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento.....	139
Figura 105 – Região da espectrografia.....	139
Figura 106 – Microscopia ótica da amostra de aço inoxidável gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento.....	140
Figura 107 – Microscopia ótica da amostra de aço inoxidável gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento.....	141
Figura 108 – Amostra para o ensaio de cisalhamento do cobre.....	142
Figura 109 – Amostra para o ensaio de cisalhamento do aço inoxidável. .....	142
Figura 110 – Resultado do ensaio de cisalhamento das duas amostras de cobre: Curva de Força (N) x Deformação (mm). ....	143
Figura 111 – Resultado do ensaio de cisalhamento das duas amostras de aço inoxidável: Curva de Força (N) x Deformação (mm). ....	143



Figura 112 – Imagem da ruptura do ensaio de cisalhamento do aço inoxidável.....	144
Figura 113 – Imagem da região de ruptura do ensaio de cisalhamento do cobre.....	145
Figura 114 – Esforços durante o ensaio de cisalhamento do cobre.....	146
Figura 115 – Imagem antes do ensaio de tração e após o ensaio. ....	146
Figura 116 – Resultado do ensaio de tração do cobre. ....	147
Figura 117 – Desenho da amostra de cobre para o ensaio de tração. ..	148
Figura 118 – Dimensões da amostra para ensaio de cisalhamento do cobre.....	148
Figura 119 – Curvas da resistência média da solda com o desvio padrão em função da temperatura, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos.....	152
Figura 120 – Curvas da resistência média da solda com o desvio padrão em função da pressão, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos.....	152
Figura 121 – Resistência média da solda para uma temperatura de soldagem de 750°C. ....	154
Figura 122 – Amostras F, H e I, respectivamente, que romperam no material base.....	155
Figura 123 – Distribuição dos pontos da força máxima suportada pelas amostras em função da pressão de soldagem, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos. ....	156
Figura 124 – Força máxima média suportada pelas amostras em função da pressão de soldagem, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos.....	157
Figura 125 – Resultado do ensaio de cisalhamento da amostra soldada com 750°C.....	157
Figura 126 – Resultado do ensaio de cisalhamento da amostra soldada com 850°C e 950°C.....	158
Figura 127 – Sequência das imagens da filmagem do ensaio de cisalhamento da amostra soldada com 750°C.....	158
Figura 128 – Fratura do metal base.....	159
Figura 129 – Crescimento do grão do latão em função do tempo para diversas temperaturas. ....	160
Figura 130 – Desenho da vista frontal do trocador fabricado. ....	162
Figura 131 – Trocador com os bocais. ....	163
Figura 132 – Bancada de testes. ....	164
Figura 133 – Esquema do aparato experimental. ....	164
Figura 134 – Variação da transferência de calor em função da vazão mássica. ....	171

Figura 135 – Variação da efetividade em função da vazão mássica. ...	172
Figura 136 – Trocador de calor compacto de circuito impresso utilizado no trabalho de Mylavarapu (2011). ....	174
Figura 137 – Mini trocador de calor de corrente cruzada com dutos circulares. ....	175
Figura 138 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste c1_h12345 ( $Re_c = 436$ ). ....	177
Figura 139 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste c5_h12345 ( $Re_c = 894$ ). ....	178
Figura 140 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste h1_c12345 ( $Re_h = 696$ ). ....	178
Figura 141 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste h5_c12345 ( $Re_h = 1227$ ). ....	179
Figura 142 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste c1_h12345 ( $Re_c = 436$ ). ....	180
Figura 143 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste c5_h12345 ( $Re_c = 894$ ). ....	180
Figura 144 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste h1_c12345 ( $Re_h = 696$ ). ....	181
Figura 145 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste h5_c12345 ( $Re_h = 1227$ ). ....	181
Figura 146 – Comparação dos números de Nusselt. ....	183
Figura 147 – Comparação dos números de Nusselt para o teste c1_h12345 com $Re_c$ constante e igual a 436. ....	184
Figura 148 – Comparação da razão do número de Nusselt pelo número de Prandtl em função de $Re$ para correlações frequentemente empregadas. ....	185
Figura 149 – Destaque para a região com $Re$ entre 500 e 1500. ....	186
Figura 150 – Resultados comparativos entre a transferência de calor experimental e teórica, utilizando o modelo de Stephan e Preußer, 1979. ....	188
Figura 151 – Aparato experimental para calibração. ....	204
Figura 152 – Tendência da medição da temperatura. ....	205
Figura 153 – Repetibilidade da medição da temperatura. ....	206
Figura 154 – Erro máximo – TD – RE. ....	206
Figura 155 – Erro máximo – TD + RE. ....	207
Figura 156 – Curva de temperatura. ....	208

Figura 157 – Maiores diferença entre os termopares. ....	208
--	-----



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre um trocador por soldagem por difusão e em casco-tubo.....	49
Tabela 2 – Propriedades mecânicas da liga de cobre .....	57
Tabela 3 – Efeito da geometria no número de Nusselt.....	77
Tabela 4 - Número de Nusselt médio segundo o trabalho de Wibulswas (1966). .....	82
Tabela 5 – Perda de carga adimensional de diferentes canais.....	85
Tabela 6 – Possíveis métodos de fabricação de recheios. ....	92
Tabela 7 – Tipos de perfis. ....	97
Tabela 8 – Tipos de perfis fabricados. ....	98
Tabela 9 – Características geométricas dos trocadores fabricados.....	127
Tabela 10 – Resultado da espectrografia, porcentagem atômica.....	139
Tabela 11 – Resultado do ensaio de cisalhamento. ....	144
Tabela 12 – Resultado do ensaio de tração. ....	147
Tabela 13 – Parâmetros de soldagem. ....	149
Tabela 14 – Resultado do ensaio de tração. ....	150
Tabela 15 – Resultado médio do ensaio de tração e a incerteza dos dados. ....	151
Tabela 16 – Melhores parâmetros de soldagem, segundo o ensaio de tração.....	154
Tabela 17 – Resultado do ensaio de cisalhamento. ....	156
Tabela 18 – Vazões dos criostatos quente e frio. ....	166
Tabela 19 – Parâmetros coletados durante os testes.....	169
Tabela 20 – Resultado dos testes.....	170
Tabela 21 – Comparação do coeficiente médio de transferência de calor entre diversos tipos de trocadores. ....	176
Tabela 22 – Dados coletados criostato lado quente.....	201
Tabela 23 – Dados coletados criostato lado frio. ....	202
Tabela 24 – Incerteza termopar. ....	203



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	Engineering Equation Solver (Solucionador de Equações de Engenharia)
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
LEPTEN	Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia
MBE	Erro do desvio médio
MCHE	Trocador de calor de corrente cruzada
NUT	Número de Unidades de Transferência
PCHE	Trocadores de calor de circuito impresso
RMSE	Erro médio quadrático
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras Maiúsculas

$A$	Área total de transferência de calor	$[m^2]$
$C$	Taxa de capacidade calorífica	$[W/K]$
$C_{fat}$	Fator geométrico	-
$D$	Coefficiente de difusão	$[m^2/s]$
$F$	Fator de correção	-
$K$	Constante relacionada a difusão	-
$L$	Comprimento do escoamento	$[m]$
$L^*$	Comprimento térmico adimensional	-
$Nu$	Número de Nusselt	-
$NUT$	Número de unidades de transferência	-
$P$	Pressão	$[KPa]$
$Pr$	Número de Prandtl	-
$R$	Resistência	$[K/W]$
$R_d$	Fator de deposição	$[m^2 K/W]$
$Re$	Número de Reynolds	-
$T$	Temperatura	$[^{\circ}C, K]$
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	$[W/m^2 K]$
$V$	Volume	$[m^3]$

## Letras Minúsculas

$a$	Espessura da chapa que separa o frio do quente	[m]
$b$	Espaçamento entre placas	[m]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg K]
$d_h$	Diâmetro hidráulico	[m]
$e$	Espessura da aleta	[m]
$f$	Fator de atrito	-
$h$	Coefficiente de convecção	[W/ m <sup>2</sup> K]
$i$	Entalpia	[J/kg]
$k$	Condutividade térmica	[W/ m K]
$l$	Comprimento efetivo da aleta	[m]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$p$	Perímetro	[m]
$q$	Taxa de transferência de calor	[W]
$\bar{q}$	Taxa média de transferência de calor	[W]
$\dot{q}_{perdido}$	Calor perdido para o ambiente	[W]
$r_h$	Raio hidráulico	[m]
$t$	Tempo	[s]
$z$	Distância	[m]
$z^*$	Distância axial adimensional	-
$z_{th}^*$	Comprimento de entrada térmico adimensional	-

## Letras Gregas

$\alpha$	Razão de aspecto	-
$\alpha$	Grau de compactação do equipamento	[m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]
$\beta$	Grau de compactação do recheio	[m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]
$\delta$	Comprimento da difusão	[m]
$\Delta$	Diferença entre o final e o inicial de uma variável	-
$\varepsilon$	Efetividade	-
$\eta$	Eficiência	-
$\mu$	Viscosidade do fluido	[kg/m s]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Porosidade	-
$\tau$	densidade superficial	[m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]



## Índices

1	Lado do fluxo quente
2	Lado do fluxo frio
ave	Médio
c	Frio
exp	Experimental
f	Aleta
flu	Fluído
fr	Frontal
h	Quente
H1	Fluxo de calor constante pela parede
in	Entrada
Livre	Fluxo livre
max	Máximo
min	Mínimo
ml	Média logarítmica
o	Global
out	Saída
r	Razão
s	Envolve superfície de troca
T	Temperatura constante
tot	Total
teo	Teórico
W	Média da parede
z	Local



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>31</b>
1.1 MOTIVAÇÕES .....	32
1.2 OBJETIVO E CONTRIBUIÇÕES .....	32
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	33
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>35</b>
2.1 TROCADORES DE CALOR .....	35
2.2 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS .....	36
2.2.1 Aspectos gerais da composição .....	38
2.2.2 Aspectos geométricos básicos .....	39
2.2.2.1 Fatores de núcleo .....	39
2.2.2.2 Fatores de superfície .....	40
2.3 TIPOS DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	42
2.4 TROCADOR DE CALOR COMPACTO SOLDADO POR DIFUSÃO .....	44
2.4.1 Trocadores de calor de circuito impresso .....	44
2.4.2 Trocador de calor do tipo “Marbond” .....	45
2.4.3 Trocadores de calor do tipo placa aletada soldados por difusão	47
2.5 SOLDAGEM POR DIFUSÃO.....	49
2.5.1 Variáveis do processo.....	52
2.5.1.1 Temperatura .....	53
2.5.1.2 Tempo .....	53
2.5.1.3 Pressão .....	54
2.5.2 Soldagem por difusão no LABTUCAL.....	54
2.5.3 Soldagem por difusão do cobre .....	56
2.5.3.1 Cobre C-12000.....	57
2.5.3.2 Parâmetros para a soldagem do cobre .....	57
2.6 ENSAIOS MECÂNICOS DAS AMOSTRAS SOLDADAS POR DIFUSÃO .....	60

2.6.1	Ensaio de tração .....	60
2.6.2	Ensaio de cisalhamento .....	63
2.7	MODELO MATEMÁTICO .....	66
2.7.1	Variáveis de desempenho de trocadores de calor.....	66
2.7.1.1	Taxa de transferência de calor .....	66
2.7.1.2	Coeficiente global de transferência de calor .....	67
2.7.1.3	Efetividade do trocador de calor .....	72
2.7.2	Correlações para o modelo térmico.....	75
2.7.3	Geometria do canal .....	83
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DE TECNOLOGIAS DE FABRICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS</b>	<b>87</b>
3.1	METODOLOGIA EMPREGADA PARA SOLDAGEM POR DIFUSÃO .....	87
3.2	TIPO DE RECHEIOS.....	91
3.3	TECNOLOGIAS DE RECHEIOS DESENVOLVIDAS.....	93
3.3.1	Corte a Laser .....	94
3.3.2	Soldagem de fios ou perfis entre chapas .....	96
3.3.2.1	Tubo quadrado .....	98
3.3.2.2	Fio quadrado .....	105
3.3.2.3	Fio circular .....	111
3.3.3	Corte a Jato de Água .....	114
3.3.3.1	Trocador tipo Pente aproveitado.....	116
3.3.3.2	Trocador tipo Pente.....	122
3.4	CARACTERÍSTICAS DOS PROTÓTIPOS FABRICADOS ....	126
<b>4</b>	<b>TESTES E RESULTADOS .....</b>	<b>129</b>
4.1	EXPERIMENTOS NO CENTRO DE PESQUISAS DE JÜLICH .....	129
4.1.1	Procedimentos de soldagem.....	133
4.1.2	Soldagem do cobre.....	134
4.1.3	Soldagem do aço inoxidável .....	135

4.1.4	Resultados dos experimentos .....	137
4.2	RESULTADO DOS ENSAIOS MECÂNICOS DAS AMOSTRAS SOLDADAS POR DIFUSÃO NO LABTUCAL .....	147
4.2.1	Resultado dos ensaios de tração .....	150
4.2.2	Resultados ensaio de cisalhamento .....	155
4.3	TESTES TÉRMICOS COM O TROCADOR TIPO “PENTE”..	161
4.3.1	Fabricação do trocador de calor compacto tipo pente para os testes.....	161
4.3.2	Bancada experimental .....	163
4.3.3	Procedimentos experimentais.....	166
4.3.4	Análise das incertezas .....	167
4.3.5	Resultados e discussões.....	168
4.3.5.1	Resultados experimentais.....	168
4.3.5.2	Comparação dos resultados teóricos e experimentais .....	177
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO E SUGESTÕES.....</b>	<b>189</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>193</b>
	<b>APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZA .....</b>	<b>199</b>
A1	– INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA .....	199
A2	– INCERTEZA DA TEMPERATURA.....	202
A3	– INCERTEZA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA.....	207
A4	– INCERTEZA DA EFETIVIDADE.....	209
A5	– INCERTEZA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	211



## 1 INTRODUÇÃO

O crescente desenvolvimento industrial, ao longo das últimas décadas, está diretamente ligado ao aperfeiçoamento e ao desenvolvimento de novas tecnologias. Dentre os diversos equipamentos que evoluíram com o passar dos anos, um dos destaques foram os trocadores de calor. Trocadores de calor são dispositivos empregados para realizar a troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas, e que em virtude das suas muitas aplicações, tornaram-se objeto de diversas pesquisas e desenvolvimentos ao longo do tempo. Contudo, mesmo com essa crescente evolução, ainda hoje busca-se o aprimoramento desse sistema, visando tanto a conservação de energia quanto a elaboração de projetos aplicados à situações específicas.

Dentre os diversos tipos existentes, um dos mais conhecidos é o trocador de calor tipo casco-tubos. Esse tipo de equipamento é amplamente empregado nos diversos seguimentos industriais e com inúmeras aplicações. Entretanto, tais equipamentos são caracterizados por seu elevado volume, se comparado com outros trocadores e, particularmente em algumas situações, essa característica pode se tornar uma desvantagem ou mesmo um limitador para a aplicação.

Em virtude da necessidade de equipamentos menores e com uma alta efetividade, foram desenvolvidos os trocadores de calor compactos. Trocadores de calor compactos são dispositivos provenientes da evolução tecnológica atrelada à necessidade de aplicações em que requisitos de peso e espaço são importantes. A principal característica deste tipo de equipamento é possuir uma alta taxa de transferência de calor em um volume reduzido, por isso eles se tornaram importantes para essas condições.

Dentre os exemplos de situações em que trocadores de calor compactos são empregados podem-se citar: as aeronaves e as plataformas de petróleo, situações em que é de suma importância a utilização de dispositivos compactos e com alta efetividade. Nestes casos, quanto maior for o dispositivo menor será o espaço para os demais equipamentos, aumentando os custos do projeto.

Desta forma, a principal aplicação de trocadores de calor compactos se dá em processos que exigem alta taxa de transferência de calor em pequenos espaços. Por outro lado, esses permutadores de calor também podem ser aplicados em outros setores, como por exemplo, na indústria alimentícia, em virtude da sua alta eficiência de troca térmica.

Como os trocadores de calor compactos são equipamentos cujo desenvolvimento é muito recente, o seu aprimoramento para aplicações

em áreas específicas ainda demanda muita pesquisa. Tanto as tecnologias de fabricação quanto os modelos matemáticos empregados são poucos difundidos e são, muitas vezes, mantidos em segredo industrial.

A proposta do presente trabalho é desenvolver novas tecnologias de fabricação de recheios de trocadores de calor compactos, assim como projetar e construir protótipos e partes de trocadores de calor compactos, empregando o processo de soldagem por difusão. Basicamente os protótipos são produzidos a partir do empilhamento das diversas camadas de recheios, as quais são unidas por processo de soldagem por difusão. O presente estudo foi realizado nas dependências do Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/LEPTEN) da Universidade Federal de Santa Catarina.

## 1.1 MOTIVAÇÕES

Trocadores de calor compactos apresentam uma grande aplicabilidade e um grande potencial comercial, entretanto os processos de fabricação e as técnicas envolvidas na produção são guardados como segredos industriais, existindo poucas indústrias que dominem a tecnologia necessária para a produção deste tipo de equipamento. Porém, nota-se que, nas últimas décadas, o volume de estudos voltados ao desenvolvimento destes equipamentos tem crescido significativamente em todo o mundo, como se pode notar através das datas de publicação de trabalhos nesta área: Ordoñez (1987), Chiesa (2002), Gutierrez (2006), Tomazeti (2006) Godoy (2008), Borsatti (2010) e Melo (2010). Entretanto, poucos deles empregaram procedimentos experimentais na pesquisa, sendo que a maioria dos trabalhos envolvem simulações numéricas ou estudos do desempenho de equipamentos já existentes.

Além disso, a grande maioria dos muitos permutadores de calor compactos empregados no Brasil foi desenvolvida e construída por empresas estrangeiras, havendo poucos fabricados a partir de tecnologias nacionais.

## 1.2 OBJETIVO E CONTRIBUIÇÕES

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver novas tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos, envolvendo projetos e processos de fabricação por soldagem por difusão. A partir do processo mais promissor, serão construídos protótipos onde a influência



dos parâmetros pressão e temperatura na soldagem por difusão do cobre serão testadas, utilizando como critério de avaliação os ensaios de tração e cisalhamento. Com isto pretende-se obter a melhor concepção de um trocador de calor para ser produzido no Brasil, de modo a garantir o seu desempenho dentro dos padrões esperados à sua aplicação.

De uma maneira mais ampla, busca-se desenvolver tecnologias nacionais de projeto e fabricação de trocadores de calor compactos, de modo que, futuramente, o país possa produzir esse tipo de equipamento, baseado em sua própria tecnologia. Com isso, busca-se desenvolver a indústria nacional, atendendo às exigências do Governo Federal no que se refere à política governamental de nacionalização de tecnologias empregadas nos programas de exploração de petróleo.

### 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica a respeito dos aspectos gerais da composição dos trocadores de calor compactos e as principais tecnologias existentes de fabricação, dando ênfase aos produzidos a partir da soldagem por difusão. Neste capítulo são ainda apresentadas as principais características e parâmetros de soldagem envolvidos em uma soldagem por difusão para essa aplicação. Por último é detalhado o modelo teórico de  $\epsilon \times \text{NUT}$  empregado para projetar e prever o comportamento térmico do trocador.

O Capítulo 3 mostra o processo de soldagem por difusão empregado para a fabricação dos recheios, e detalha o processo de produção dos recheios desenvolvidos: tubo quadrado, fio quadrado, fio circular, tipo “pente aproveitado” e tipo “pente”

No Capítulo 4, estão apresentados os experimentos e os resultados realizados tanto no *Forschungszentrum Jülich* quanto no LABTUCAL, a respeito da soldagem por difusão. Contém também a descrição da bancada de testes utilizada para avaliar o comportamento térmico do protótipo, fabricado a partir da tecnologia de recheio que apresentou o melhor resultado. Além disso, ainda é apresentado o estudo realizado a respeito de transferência de calor do trocador fabricado e também a comparação do seu desempenho térmico com demais equipamentos disponíveis no mercado. No fim do capítulo são mostrados os resultados experimentais e a comparação dos mesmos com os resultados obtidos com o modelo matemático desenvolvido.

Finalmente, no Capítulo 5, uma síntese dos principais resultados obtidos com este estudo é apresentada, junto com sugestões para futuras

pesquisas visando o aperfeiçoamento dessa nova técnica de fabricação de recheios.

Este trabalho faz parte de uma linha de pesquisa do Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/LEPTEN) da Universidade Federal da Santa Catarina (UFSC), que envolve o desenvolvimento de trocadores de calor compactos soldados por difusão, no interesse da indústria do petróleo, sendo inteiramente financiado pela Petrobrás.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos assuntos que serão abordados no decorrer do trabalho. Inicialmente, serão apresentados conceitos e informações a respeito de trocadores de calor compactos e os seus diversos tipos. Dentre eles, será dada ênfase aos trocadores de calor soldados por difusão. Em seguida, será apresentada uma revisão sobre soldagem por difusão, e a influência dos parâmetros de soldagem envolvidos no processo. Depois, será tratado sobre os ensaios mecânicos que podem ser empregados para avaliar as amostras soldadas por difusão. E, por último, será descrito o modelo matemático empregado para prever o comportamento térmico do trocador de calor compacto desenvolvido neste trabalho.

### 2.1 TROCADORES DE CALOR

De acordo com Shah e Sekulic (2003), trocadores de calor são equipamentos utilizados para efetuar a troca térmica entre duas ou mais fontes e/ou sumidouros, ou seja: entre fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido ou entre um fluido e partículas sólidas – desde que estejam em diferentes temperaturas e em contato térmico. No caso em que a troca de energia ocorra entre fluidos, podem ser citados dois tipos de trocadores: aqueles que trabalham com os fluidos em contato direto e os que trabalham com os fluidos separados por uma parede sólida. Neste último caso, os fluidos encontram-se separados por uma superfície de troca térmica, tais equipamentos são considerados trocadores de transferência direta.

De forma geral, um trocador de calor é composto por elementos de troca térmica (superfície de contato para troca de calor) e por elementos de distribuição de fluido (como tanques, tubulações e selos), sendo que na maioria das aplicações esses elementos encontram-se fixos. Entretanto, é possível encontrar equipamentos que trabalham com partes móveis (como um regenerador rotativo).

A superfície que se encontra em contato direto com ambos os fluxos de baixa e alta temperatura é denominada de superfície primária ou direta e conduz calor entre os fluxos. Ademais, pode-se acoplar aletas à esta superfície primária para promover o aumento da área de contato térmico. As aletas podem ser chamadas de superfícies estendidas, secundárias ou indiretas. Como consequência da adição de aletas nas superfícies primárias, observa-se uma diminuição da resistência térmica

e um aumento da transferência de calor total para a mesma diferença de temperatura.

Devido a grande variedade de trocadores existentes no mercado, eles podem ser classificados de acordo com: mecanismos de transferência de energia térmica, número de fluidos envolvidos no processo, tipo de construção, sentido dos fluxos, etc. Podem ainda ser classificados, segundo o grau de compactação do equipamento, o qual é expresso como a razão entre a área de troca térmica e o volume do equipamento, sendo divididos em dois grandes grupos: compactos e não compactos. Equipamentos compactos diferem bastante dos não compactos nos seguintes aspectos: geometria dos equipamentos, áreas de aplicação e técnicas de fabricação (SHAH; SEKULIC, 2003). Segundo Bejan (1993), trocadores de calor compactos são essenciais para aplicações em que tamanho e peso são importantes, como por exemplo, nos setores automobilístico, naval e aeronáutico.

## 2.2 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Em geral os trocadores de calor compactos são caracterizados pela alta razão entre a área de transferência de calor em relação ao seu volume, assim como pelo alto valor do coeficiente de transferência de calor quando comparados com outros tipos de trocadores. Por essa razão, a utilização desses equipamentos se dá principalmente nos setores anteriormente citados.

De acordo com Shah e Sekulic (2003), *“trocadores de calor compactos comparados com os do tipo casco tubo são caracterizados pela ampla área superficial de troca térmica por unidade de volume”*. Estas características resultam na redução de peso, espaço e até da estrutura do equipamento, além da diminuição do custo e da energia necessária para o seu funcionamento. O emprego destes equipamentos permite um melhoramento do projeto e do *layout* de uma planta industrial. Ainda segundo Shah e Sekulic (2003), o principal parâmetro que define um trocador compacto depende da fase dos fluidos. Um trocador operando com correntes de gases será classificado como compacto se possuir um grau de compactação do equipamento maior do que  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  ou um diâmetro hidráulico menor do que 6 mm. Caso opere com líquido ou com líquido em mudança de fase será compacto se esse valor for maior ou igual a  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

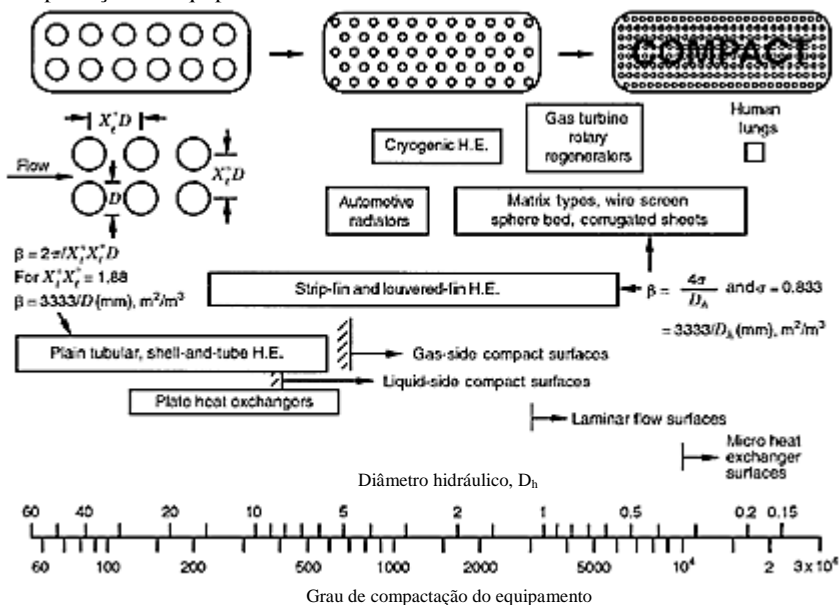
Segundo Hesselgreaves (2001), um trocador do tipo placa aletada pode ser definido como compacto quando apresentar uma densidade superficial de área acima de  $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$  e um diâmetro hidráulico menor

que 14 mm. Este autor leva em consideração tanto o diâmetro hidráulico quanto a densidade de área superficial na classificação de um trocador de calor compacto.

Estes equipamentos são importantes quando se busca eficiência energética, conforme declarado pelo governo do Reino Unido, como se observa na publicação de um dos volumes do “*Energy Efficiency Best Practice Programme*”, dedicado exclusivamente para trocadores de calor compactos (ETSU; WS ATKINS CONSULTANTS LTD, 2000).

Um fato interessante apontado por Shah e Sekulic (2003), é que, ao contrário do que se imagina, um trocador de calor definido como compacto não precisa ser necessariamente de pequeno porte e possuir massa reduzida. A Figura 1 apresenta alguns trocadores de calor compactos classificados segundo dois critérios: grau de compactação do equipamento e diâmetro hidráulico.

Figura 1 – Arranjos dos trocadores de calor de acordo com o grau de compactação do equipamento e diâmetro hidráulico.

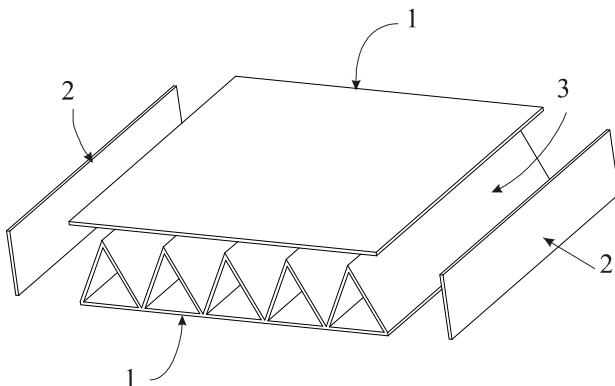


Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

### 2.2.1 Aspectos gerais da composição

Dentre os diversos componentes que compõe um trocador de calor, o recheio é o elemento que possui maior variação de forma entre os trocadores de calor compactos. Uma camada de um recheio pode ser visualizada na Figura 2. Normalmente, a camada de recheio é composta por um par de placas paralelas conectadas por um componente de metal, os quais são ligados por algum processo de união (BEJAN; KRAUS, 2003).

Figura 2 – Recheio de um trocador de calor compacto: 1 – placas, 2 – barras laterais e 3 – aletas dobradas de um metal contínuo.

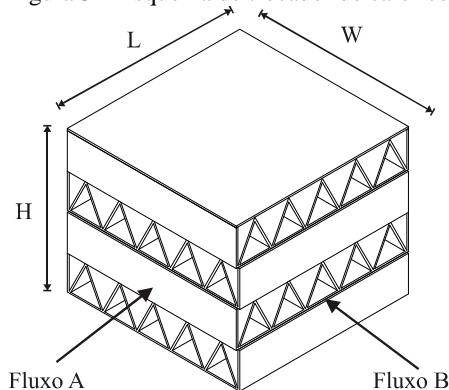


Fonte: Adaptado de Bejan e Kraus (2003).

Uma camada de recheio possui diversos canais por onde um fluido escoar. O elemento central funciona como uma superfície estendida (aleta). O empilhamento de diversos recheios iguais forma um aglomerado, ou seja, um bloco, denominado “*stack*” em inglês. O fluido quente escoar pela pilha por uma ou mais camadas. De forma semelhante, o fluido frio pode escoar através de canais paralelos ou perpendiculares aos do escoamento quente. Nos cálculos empregados no projeto destes equipamentos, pode-se considerar um único coeficiente médio de transferência de calor por convecção. Assim, os fluxos de calor entre os fluidos quente e frio podem ser modelados como se passassem por canais aletados. Quanto mais aletas o recheio possuir, menor será o diâmetro hidráulico por onde o fluido escoar e, por outro lado, maior será a queda de pressão. A Figura 3 apresenta um aglomerado de recheios que compõem um trocador de calor entre dois fluidos cruzados, que entram em recheios alternados, os quais formam

um ângulo reto entre si. Após percorrer todo o trajeto através dos canais, os fluidos saem através de lados opostos do trocador. Vale ressaltar nesse momento dois pontos importantes: as distâncias entre as placas de separação não precisam ser sempre as mesmas e, não é necessário que os tipos e as quantidades de aletas sejam sempre as mesmas para todos os recheios. A geometria dos recheios é projetada de acordo com as quedas de pressões admissíveis para ambos os fluidos e, também, com o coeficiente de transferência de calor desejado.

Figura 3 – Esquema de trocador de calor compacto composto por dois fluidos.



Fonte: Adaptado de Bejan e Kraus (2003).

## 2.2.2 Aspectos geométricos básicos

Neste tópico serão apresentados alguns modelos geométricos básicos empregados no projeto de trocadores de calor compactos de placa aletada, modelados apenas para um lado do escoamento.

Segundo Kays e London (1998) algumas relações geométricas são necessárias na aplicação do modelamento matemático da transferência de calor no projeto de trocadores de calor, essas relações geométricas podem ser separadas em dois fatores: fatores de núcleo e fatores de superfície.

### 2.2.2.1 Fatores de núcleo

Os fatores de núcleo estão relacionados com a geometria do recheio do trocador. De acordo com Kays e London (1998), os fatores geométricos do núcleo necessários para o projeto do equipamento são: o espaçamento entre placas ( $b$ ), a espessura das aletas ( $e$ ), a espessura da

chapa que separa o escoamento frio do quente ( $a$ ), o perímetro do duto ( $p$ ), a área total de transferência de calor ( $A_{tot}$ ), a área de escoamento livre ( $A_{livre}$ ), a área frontal do equipamento ( $A_{fr}$ ), o comprimento do escoamento ( $L$ ), o volume total do trocador ( $V$ ) e a razão entre a área de escoamento livre e a área frontal (denominado porosidade,  $\sigma$ ). Essas definições valem para cada um dos dois lados do trocador (lado quente e lado frio): se ambos os lados possuem as mesmas medidas, então os valores serão os mesmos.

#### 2.2.2.2 Fatores de superfície

De acordo com Hesselgreaves (2001), um parâmetro fundamental para a análise de trocadores de calor compactos é o diâmetro hidráulico, definido pela equação:

$$d_h = \frac{4A_{livre}L}{A_{tot}} = \frac{4A_{transv}}{p} \quad (1)$$

onde  $A_{transv}$  é a área transversal do duto.

De acordo com Kays e London (1998), o raio hidráulico pode ser definido como:

$$r_h = \frac{A_{livre}L}{A_{tot}} = \frac{d_h}{4} \quad (2)$$

Em alguns tipos de equipamentos pode ocorrer uma variação da geometria da seção transversal ao longo do comprimento de escoamento (HESSELGREAVES, 2001). Nesses casos, uma definição alternativa para  $d_h$  pode ser escrita como:

$$d_h = \frac{4V_s}{A_s} \quad (3)$$

onde  $A_s$  e  $V_s$  representam a área e o volume que envolve a superfície de troca, respectivamente. De acordo com Melo (2010), esse volume representa o volume ocupado por um paralelepípedo que envolve a superfície.

De acordo com Kays e London (1998), a razão da área de transferência de calor de uma camada do recheio pelo volume formado pelas placas que compõe a camada é denominada grau de compactação do recheio ( $\beta$ ).



Por outro lado, como comentado anteriormente, o grau de compactação do equipamento é definido como a razão entre a área total de troca térmica do equipamento e o volume total do equipamento (SHAH; SEKULIC, 2003), sendo expresso por  $\alpha$ .

Kays e London (1998) ainda definem  $\tau$  como sendo a razão da área total de transferência de calor de um lado do trocador pelo volume total dele, Hesselgreaves (2001) define essa variável como densidade de área superficial.

Correlacionando os fatores de núcleos com os fatores de superfície, é possível encontrar a porosidade ( $\sigma$ ), a densidade superficial ( $\tau$ ), o grau de compactação do equipamento ( $\alpha$ ), a área livre de escoamento ( $A_{livre}$ ) e a área total de troca térmica ( $A_{tot}$ ) do equipamento, definidas, respectivamente, pelas Equações 4, 5, 6, 7 e 8. Esses fatores são expressos em função da área frontal do equipamento ( $A_{fr}$ ), do comprimento do canal ( $L$ ), do volume do equipamento ( $V$ ), da compactação do recheio ( $\beta$ ), do raio hidráulico do duto ( $r_h$ ), do espaçamento entre as placas que compõe a camada ( $b$ ) e da espessura da placa que separa os escoamentos ( $a$ ).

O subscrito 1 refere-se a um dos lados do trocador e o subscrito 2 ao outro lado, já fatores sem subscrito podem ser utilizados para ambos os lados do trocador (KAYS; LONDON, 1998).

$$\sigma_1 = \left( \frac{A_{livre}}{A_{fr}} \right)_1 = \frac{\beta_1 b_1 r_{h1}}{b_1 + b_2 + 2a} \quad (4)$$

$$\tau_1 = \frac{A_{tot,1}}{V} = \frac{\beta_1 b_1}{b_1 + b_2 + 2a} \quad (5)$$

$$\alpha = \frac{A_{tot}}{V} = \frac{(A_{tot,1} + A_{tot,2})}{V} \quad (6)$$

$$A_{livre,1} = (\sigma A_{fr})_1 = \left( \frac{A_{tot} r_h}{L} \right)_1 = \left( \frac{A_{tot} \sigma}{L \tau} \right)_1 \quad (7)$$

$$A_{tot} = \tau L A_{fr} \quad (8)$$

Relacionando a densidade de área superficial com a porosidade e o diâmetro hidráulico tem-se a equação (HESSELGREAVES, 2001):

$$\tau = \frac{4\sigma}{d_h} \quad (9)$$

Examinando esta última equação, percebe-se que a densidade de área superficial é diretamente proporcional à porosidade e inversamente proporcional ao diâmetro hidráulico. Portanto, para melhorar a densidade do equipamento (maior área de troca térmica em um menor volume total) devem-se variar esses dois parâmetros: diminuir o diâmetro hidráulico e/ou aumentar a porosidade.

Contudo, de acordo com Hesselgreaves (2001), para que um trocador de calor compacto opere em pressões elevadas, é preciso aumentar significativamente a espessura da aleta, consequentemente diminuir a densidade de área superficial e a porosidade do equipamento. Ou seja, quanto maior for a pressão de trabalho, maior será a espessura da aleta e menor será a área de transferência de calor.

## 2.3 TIPOS DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Segundo ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000) existe uma grande variedade de equipamentos disponíveis no mercado, sendo que cada um é designado para operações em condições específicas. Para demonstrar a complexidade dessa área, a Figura 4, extraída de ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000), apresenta os trocadores mais comuns e algumas de suas características:

Figura 4 – Dados comparativos entre os trocadores de calor compactos.

Type of Heat Exchanger	Area Density (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ) (0)	Stream Types (1)	Materials (3)	Temperature Range (°C)	Maximum Pressure (bar) (2)	Fluid Limitations
Plate and frame (Gasketed)	→200	liquid-liquid gas-liquid two-phase	s/s, Ti, Incoloy Hastelloy, graphite, polymer	-25 to +175 Special -35 to +200	Normal 25 Special 40	Limited by gasket type. Not normal for gases
Partially welded plate	→200	gas-liquid liquid-liquid two-phase	s/s, Ti, Incoloy Hastelloy	-35 to +200	25	Few - Some types need clean fluids
Fully welded plate (AlfaRex)	→200	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	s/s, Ti, Ni alloys	-50 to +650	40	Few - Some types need clean fluid
Brazed plate	→200	liquid-liquid two-phase	s/s	Cu braze -195 to +220 Ni braze →400	Cu braze 30 Ni braze 16	Must be compatible with braze
Bavex plate	200 - 300	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	s/s, Ni, Cu, Ti, Special steels	-200 to +900	60	Few
Platular plate	200	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	s/s, Ti, Hastelloy, Ni alloys	-180 to +700	40	Few
Compabloc plate	→300	liquid-liquid two-phase	s/s, Ti, Incoloy	→300	32	Few
Packinox Plate	→300	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	s/s, Ti, Hastelloy, Inconel	-200 to +700	300	Few
Spiral	→200	gas-liquid liquid-liquid two-phase	c/s, s/s, Ti, Incoloy, Hastelloy	→400 Special →850	30	Few
Brazed plate-fin	800 - 1,500	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	Al, s/s, Ti Ni alloy	Al -270 to +200 s/s cryogenic to +650	120	Low fouling Many limitations with Al
Diffusion-bonded plate-fin	700 - 800	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	Ti, s/s, Ni	→400	200	Low fouling
Printed circuit	200 - 5,000	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	s/s, Ni, Ni alloys Ti	-200 to +900	500	Low fouling
Polymer - compact shell and tube	→275	liquid-liquid	Teflon	→200	11	Few
Plate and shell	→200	liquid-liquid	s/s, Ti, (shell also in c/s) (15)	-200 to +900	100	Few
Shell and tube (19)	→100	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	s/s, Ti, (shell also in c/s), many different materials	-100 to +600	Shell 300 Tubes 1400	Few

Fonte: Adaptado de ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000).

No presente trabalho, emprega-se o processo de soldagem por difusão para a fabricação dos trocadores de calor compactos, por isso aspectos relacionados a essa tecnologia na literatura serão revisados a seguir.

## 2.4 TROCADOR DE CALOR COMPACTO SOLDADO POR DIFUSÃO

Originalmente, trocadores de calor soldados por difusão foram desenvolvidos para aplicações onde o espaço para a instalação dos equipamentos é restrito e os fluidos empregados são corrosivos ou quimicamente reativos. Na soldagem por difusão não há adição de material e, portanto, não ocorre a formação de pilhas galvânicas entre os metais (HESSELGREAVES, 2001).

Podem ser citadas duas grandes vantagens do processo de soldagem por difusão: fornece uma grande resistência mecânica a região soldada, suportando assim pressões elevadas e evita a corrosão pela formação de células galvânicas (HESSELGREAVES, 2001).

Os trocadores de calor compactos soldados por difusão podem ser divididos em: Trocadores de calor de circuito impresso (*Printed Circuit Heat Exchangers*), Trocadores de calor do tipo *Marbond<sup>TM</sup>* (*Marbond<sup>TM</sup> heat exchangers*) e Trocadores de calor soldados por difusão e conformados super-plasticamente da *Rolls Laval* (*Rolls Laval super-plastically formed/diffusion bonded heat exchangers*). No entanto, de acordo com ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000), essa última classificação pode ser denominada como Trocadores de calor de placas aletadas soldado por difusão (*Diffusion-Bonded Plate-Fin Heat Exchangers*).

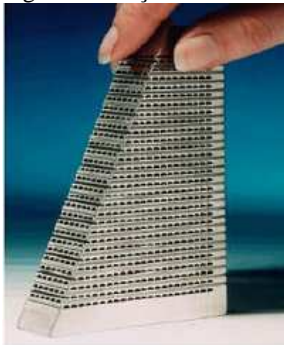
### 2.4.1 Trocadores de calor de circuito impresso

O trocador de circuito impresso, ou também denominado em inglês de PCHE – *Printed Circuit Heat Exchangers*, é composto por uma pilha de placas cujos canais são obtidos a partir de corrosão fotoquímica, basicamente a mesma tecnologia empregada na fabricação de placas de circuito impresso, com algumas adaptações. As placas são unidas pelo processo de soldagem por difusão. A seção transversal desse equipamento pode ser visualizada na Figura 5 e um modelo do equipamento pode ser visualizado na Figura 6.

De maneira geral, o fluido passa por uma seção transversal semicircular com largura variando entre 1 e 2 mm e a profundidade

variando entre 0,5 e 1 mm, resultando em um diâmetro hidráulico de 1,5 a 3 mm.

Figura 5 – Seção de um trocador de calor tipo PCHE.



Fonte: Lindstrom (2005).

Figura 6 – Trocador compacto do tipo PCHE.



Fonte: Lindstrom (2005).

#### 2.4.2 Trocador de calor do tipo “Marbond”

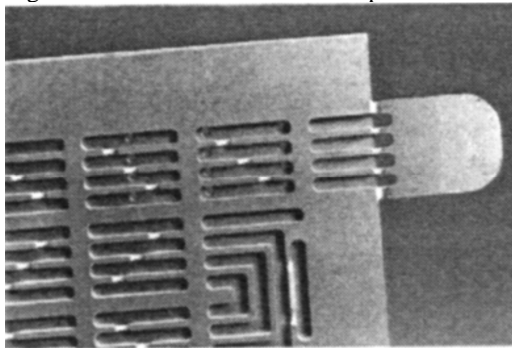
De acordo com Hesselgreaves (2001), o trocador de calor do tipo “*Marbond*” é composto por placas planas com fendas gravadas por corrosão química. O conjunto dessas placas é, então, unido através da soldagem por difusão.

O que diferencia essa tecnologia em relação aos trocadores do tipo PCHE, é que o trocador de calor tipo “*Marbond*” é produzido a partir do empilhamento de chapas com espessura mais finas e ranhuras (canais) estreitos, possibilitando a fabricação de equipamentos com diâmetros hidráulicos muito baixos. Dependendo da largura das ranhuras e da espessura da placa, é possível fabricar equipamentos com

diâmetros hidráulicos de até 0,33 mm, tendo uma porosidade típica entre 0,6 e 0,7.

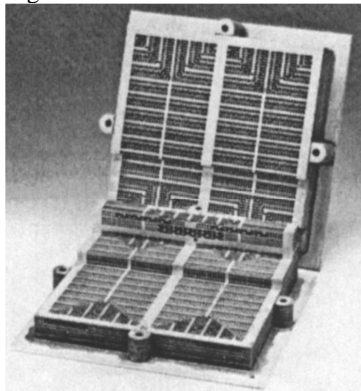
O equipamento é fabricado a partir do empilhamento de várias placas ranhuradas umas sobre as outras. Dessa maneira são obtidos diâmetros hidráulicos baixos, e os canais apresentam dimensões equivalentes à largura das ranhuras e a espessura das placas. Nas Figura 7 e 8 pode-se observar, respectivamente, a superfície da placa e a vista de corte. Esta tecnologia permite obter geometrias para a passagem dos fluxos muito precisas, além de permitir o emprego de uma grande variedade de materiais na construção do trocador. Desta forma, a principal característica do material a ser empregado no trocador é a sua propriedade de ser soldado por difusão.

Figura 7 – Vista com detalhes da superfície de trocadores do tipo Marbond.



Fonte: Hesselgreaves (2001).

Figura 8 – Vista de corte do trocador do tipo Marbond.



Fonte: Hesselgreaves (2001).

### **2.4.3 Trocadores de calor do tipo placa aletada soldados por difusão**

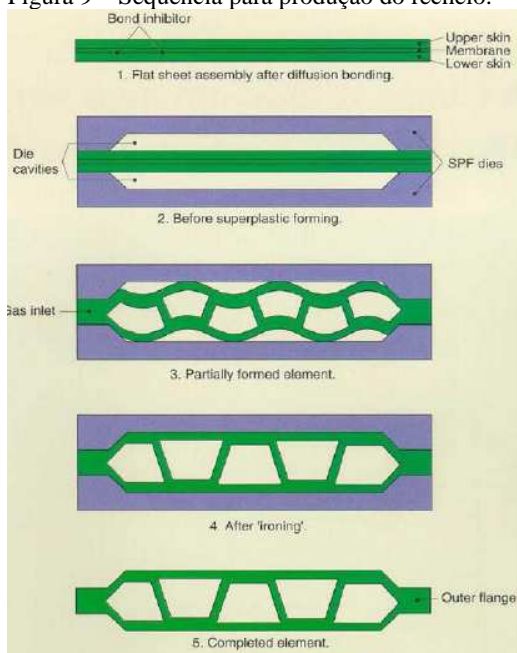
De acordo com Hesselgreaves (2001), trocadores de calor do tipo placas aletadas soldadas por difusão foram primeiramente desenvolvidos por *Rolls Laval Heat Exchangers*. O processo de soldagem por difusão é capaz de soldar materiais como o titânio e o aço inoxidável, conferindo-lhes melhores características mecânicas, além de maior resistência à corrosão.

Um recheio básico é formado pela união por difusão de duas chapas separadas por uma superfície intermediária (chapa interna), com a finalidade de formar canais de passagem de fluido. Um inibidor de soldagem é aplicado em algumas regiões das superfícies internas das chapas, de modo que nos locais onde foi aplicado o inibidor não ocorra à união das chapas, formando assim uma superfície intermediária tipicamente ondulada (ETSU; WS ATKINS CONSULTANTS LTD, 2000). O procedimento básico para a construção do recheio pode ser visualizado na Figura 9 (ETSU; WS ATKINS CONSULTANTS LTD, 2000).

Em seguida, o elemento é colocado em um molde e um gás a alta pressão é injetado na borda para separar as chapas que são aquecidas. Assim a chapa central é deformada super-plasticamente para formar a superfície intermediária. Depois disso, um aumento de pressão nivela todo o elemento. Para finalizar, vários desses elementos são ligados por difusão formando a base do trocador.

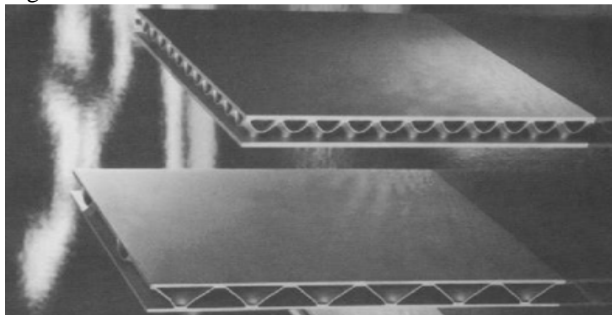
Exemplos de elementos soldados por difusão podem ser observados na Figura 10 (ETSU; WS ATKINS CONSULTANTS LTD, 2000).

Figura 9 – Sequência para produção do recheio.



Fonte: ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000)

Figura 10 – Vista lateral do recheio.



Fonte: ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000).

Ainda de acordo com ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000) a altura do canal (espaço entre as placas) pode variar entre 2 mm e 5 mm (máximo). Hesselgreaves (2001) afirma que o diâmetro hidráulico varia entre 3 e 5 mm para esses dispositivos, que trabalham



com pressões muito elevadas e com porosidades variando entre 60 e 75%.

De acordo com ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000) trocadores feitos de titânio podem operar com pressões superiores a 200 bar e temperaturas que excedem os 400°C. Hesselgreaves (2001) ainda acrescenta que trocadores de titânio fabricados pelo processo de difusão são adequados para aplicações que envolvem gás e óleo em alto mar, pois possuem alta resistência à corrosão e baixo peso.

Esse tipo de trocador de calor compacto também pode ser projetado para trabalhar com fluxos: Gás – Gás; Gás – Líquido ou fluxos bifásicos (ETSU; WS ATKINS CONSULTANTS LTD, 2000).

Uma comparação entre um trocador de calor fabricado pela *Rolls Laval* e um trocador casco-tubo convencional, ambos projetados para operar a 64 bar de pressão, é mostrada na Tabela 1. Pode-se observar que o trocador de calor compacto soldado por difusão é cerca de sete vezes mais leve que o trocador do tipo casco-tubo. (ETSU; WS ATKINS CONSULTANTS LTD, 2000).

Tabela 1 – Comparação entre um trocador por soldagem por difusão e em casco-tubo.

Especificação	Trocador de calor <i>Rolls Laval Plate-Fin</i>	Trocador de calor casco - tubo
Material	Titânio	Titânio
Comprimento (m)	1,1	1,3
Largura (m)	1,0	1,3
Peso Vazio (ton)	3,7	18,0
Peso em operação (ton)	4,0	28,0

Fonte: ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000).

## 2.5 SOLDAGEM POR DIFUSÃO

De acordo com Bartle (1975) apud Pavlova (2005), se dois corpos metálicos do mesmo material, com superfícies completamente planas e livres de contaminantes forem colocados em contato, a união entre eles ocorre naturalmente pela aproximação dos corpos, até distâncias da ordem do espaçamento interativo, ocorrendo a ligação devido ao contato dos átomos e do complemento de suas ligações. Contudo, as condições citadas são condições ideais. Na prática, essa ligação se torna difícil, uma vez que superfícies reais sempre apresentam

certa rugosidade superficial, mesmo quando processos convencionais de polimento são aplicados. A forte ligação entre duas superfícies pode ser atingida através da ação de elevadas pressões, que promovem deformações localizadas, juntamente com elevadas temperaturas, definindo assim a soldagem por difusão.

De acordo com Schwartz (1969), o processo de soldagem por difusão é basicamente a união de dois materiais sólidos que ocorre através da difusão atômica desses materiais. Essa ação é ativada pela alta temperatura imposta aos materiais e facilitada pela pressão externa aplicada, responsável tanto pelas micro deformações localizadas quanto pelo íntimo contato entre as superfícies. Dois detalhes importantes sobre esse processo devem ser destacados: primeiro, a temperatura de fusão dos materiais não é atingida e, segundo, durante a soldagem não ocorre mudança de fase, ou seja, não se tem presença da fase líquida. Os principais parâmetros envolvidos nesse processo são: tempo, temperatura e pressão. Vale ressaltar que *“a difusão no estado sólido é uma técnica de junção amplamente utilizada quando requisitos estruturais são importantes, principalmente em virtude da excelente resistência mecânica obtida nas uniões”* (PAIVA, 2007).

Ainda podem-se citar algumas vantagens da soldagem por difusão:

- A região soldada possui propriedades muito próximas as do material da base, não apresentando os defeitos usualmente relacionados ao processo de fusão de material de adição em soldagens convencionais (PAIVA, 2007);
- Não é necessário usinar a peça soldada para corrigir possíveis distorções (PAIVA, 2007);
- Podem-se unir materiais dissimilares, os quais, pelo método de fusão, não seriam capazes de serem ligados (MARTINELLI, 1996);
- É possível soldar peças metálicas de grande porte (sem que precisem receber um preaquecimento) (AMERICAN WELDING SOCIETY - A.W.S, 1978 e ELSSNER; PETZOW, 1990);

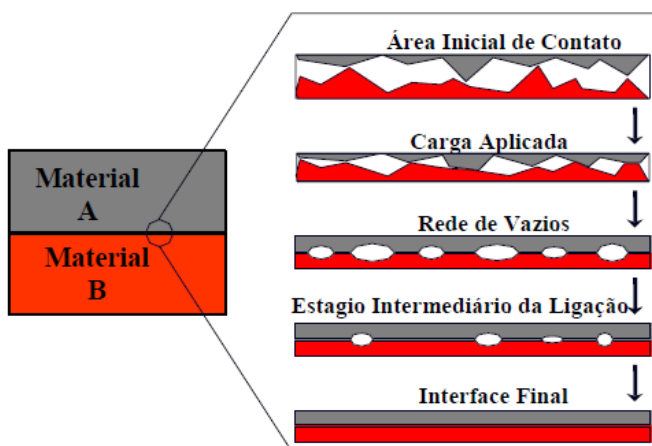
Paiva (2007), Martinelli (1996) e a American Welding Society - A.W.S (1978) citam as seguintes desvantagens relativas ao processo de soldagem por difusão: *“elevada duração do ciclo térmico, produção através de pequenos lotes e limitações na geometria da união”*.

Além das desvantagens citadas acima, outro grande limitante nesse processo é a dificuldade em soldar peças de grande porte, em virtude principalmente da falta de planicidade entre as superfícies. De modo geral, a uniformidade da aplicação de pressão é fortemente

dependente da qualidade do sistema hidráulico do forno de difusão, do paralelismo entre as matrizes da prensa e do impulsor hidráulico. Segundo Crocket et al (2008), para o processo de soldagem por difusão com carregamento uniaxial em aço inoxidável, o paralelismo entre as placas a serem soldadas deverá ser de aproximadamente de 0,001 polegadas (0,0254 mm).

A Figura 11 ilustra o processo de soldagem por difusão. As superfícies sólidas que estão em contato apresentam certo grau de rugosidade. Como consequência, o contato existente entre elas torna-se irregular. Ao se aplicar a carga, o espaço que existia entre elas por conta da rugosidade, diminui gradativamente, aumentando assim a superfície de contato. Em seguida, o aquecimento provoca a formação de uma interface de contato praticamente plana, com uma rede de vazios paralelos de formato elíptico. A diminuição e, consequentemente, o fechamento dessa rede de vazios ocorre devido a diversos processos: escoamento superficial, difusão superficial para formação de um ponto de contato, difusão volumétrica, difusão em contorno de grão e fluência. A deformação plástica tem como marco inicial o aumento da temperatura, que gera a redução da resistência mecânica do material, permitindo ocorrer difusão e fluência, que são fenômenos dependentes do tempo (MARTINELLI, 1996).

Figura 11 – Sequência das etapas da soldagem por difusão.



Fonte: Nascimento et al (2002) apud Paiva (2007).

De acordo com AmericanWelding Society - A.W.S (1972) este tipo de soldagem não envolve macro deformações ou grande

movimentação entre as partes. Para facilitar esse contato, é possível utilizar uma lamina fina de um metal intermediário entre os corpos a serem soldados.

A preparação da superfície e os procedimentos de limpeza são tão importantes quanto os parâmetros básicos utilizados na soldagem: tempo, temperatura e pressão. É necessário ter uma superfície limpa e livre de oxidação antes de realizar o procedimento de união das partes. Isso é possível através da combinação de uma limpeza alcalina, aplicação de uma solução ácida e raspagem através de escova de aço (A.W.S, 1972).

Por outro lado, Schwartz (1969) explica que uma preparação da superfície pode ser considerada menos crítica no processo quando a soldagem ocorre em temperaturas em que o limite de elasticidade do material é baixo, pois menores pressões provocam deformações no metal que possibilitem um maior contato entre as partes.

Segundo o autor, o efeito da rugosidade superficial do material é variável. Em situações em que as deformações plásticas são restritas, uma superfície rugosa é desvantajosa, sendo preferível uma superfície lisa. Por outro lado, observa-se que, em elevadas temperaturas, a rugosidade superficial deixa de ser tão relevante.

### **2.5.1 Variáveis do processo**

O principal parâmetro envolvido na soldagem por difusão é a temperatura, que controla a cinética do transporte de massa e aumenta a mobilidade dos átomos pela interface. A temperatura necessária para produzir uma junta pelo processo de difusão fica entre 50 e 80% da temperatura de fusão absoluta do material sólido. Pequenas variações de temperatura provocam mudanças significativas no transporte de massa. Além da temperatura, outros dois parâmetros muito importantes são a pressão e o tempo de aquecimento dos componentes. Dependendo do material e da temperatura aplicada, o tempo para ocorrer a união pode variar de alguns segundos até algumas horas. A pressão a ser aplicada varia de acordo com o material utilizado no processo, sendo geralmente uma fração do limite do escoamento do material, na temperatura ambiente. A função da pressão é estabelecer um melhor contato entre as superfícies, para facilitar a difusão dos elementos (PAIVA, 2007; MARTINELLI, 1996; A.W.S, 1978).

### 2.5.1.1 Temperatura

De acordo com Pavlova (2005), a variável mais importante envolvida na soldagem é a temperatura, visto que a difusão atômica e a fluência variam exponencialmente com o aumento da temperatura, como mostrado pela equação abaixo (CREMASCO, 2002):

$$D_{AB} = D_0 e^{-\frac{Q}{RT}} \quad (10)$$

em que  $D_{AB}$  é o coeficiente de difusão ( $\text{cm}^2/\text{s}$ ),  $D_0$  o coeficiente de difusão sem o salto energético ( $\text{cm}^2/\text{s}$ ),  $Q$  a energia de ativação difusional ( $\text{cal/mol}$ ),  $R$  a constante dos gases ( $1,987 \text{ cal/mol.K}$ ) e  $T$  a temperatura absoluta ( $\text{K}$ ).

Além disso, os processos envolvidos na união dos materiais, como a deformação plástica e as propriedades mecânicas do material estão fortemente ligados à temperatura. Do mesmo modo, o aumento da temperatura provoca a aceleração da redistribuição dos átomos nas regiões onde ocorre o contato entre as superfícies, fazendo com que diversos defeitos de ligação sejam eliminados. Contudo, o aumento excessivo de temperatura pode acarretar em um crescimento de grãos em metais similares, ou formar camadas intermetálicas espessas e geralmente frágeis para metais dissimilares.

Dessa maneira, é possível perceber que a escolha da temperatura deve unir os efeitos benéficos, como a eliminação dos vazios, com a diminuição dos efeitos indesejáveis, como: o crescimento de grãos e a formação de camadas intermetálicas frágeis.

### 2.5.1.2 Tempo

De acordo com Schwartz (1969), o tempo está relacionado diretamente com a temperatura, já que a maioria das reações de difusão varia com o tempo. A distância da difusão é definida como o percurso médio que um átomo percorre durante o processo de difusão, expresso da seguinte maneira:

$$\delta = K\sqrt{Dt} \quad (11)$$

onde  $\delta$  é a distância da difusão,  $K$  é uma constante,  $t$  é o tempo e  $D$  é a difusividade. Logo, o processo de difusão tem uma dependência com o tempo da ordem de  $\sqrt{t}$ . Já os resultados obtidos por Kazakov e

Novikov (1963, apud SCHWARTZ, 1969) mostram que o aumento do tempo para uma dada temperatura e pressão aumenta a resistência mecânica da solda. Contudo, esse aumento ocorre até certo ponto, a partir daí o aumento do tempo não influencia mais na resistência da solda.

Com isso, pode-se provar que o tempo não é apenas um simples parâmetro quantitativo, mas, pelo contrário, está relacionado diretamente com a resistência da solda.

### 2.5.1.3 Pressão

Apesar da pressão aplicada na realização da soldagem ser uma importante variável no processo, seu gerenciamento é difícil, se comparado com temperatura e tempo. A fase inicial da soldagem é mais afetada pela deformação da superfície, causada pela pressão aplicada nos corpos. Além disso, o aumento da pressão está diretamente relacionado com a qualidade da soldagem.

Independentemente da combinação dos parâmetros tempo e temperatura utilizado no processo de soldagem por difusão, quanto maior a pressão imposta no conjunto maior será a resistência da solda. Isto ocorre porque altas pressões resultam em maiores deformações na interface, diminuindo a aspereza da superfície (SCHWARTZ, 1969).

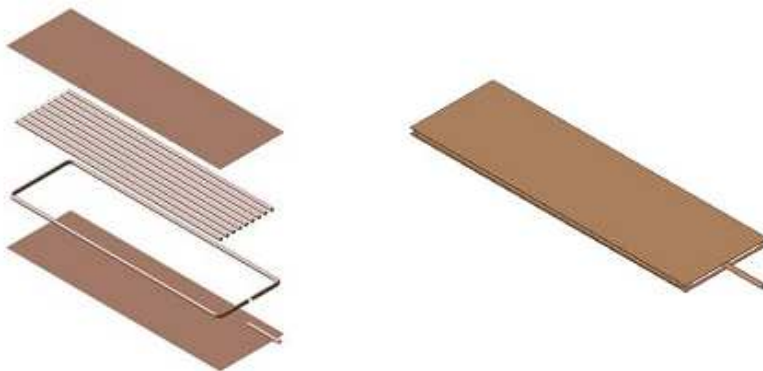
A principal limitação desse parâmetro está na dificuldade da obtenção de um equipamento adequado, que além de aplicar altas pressões seja capaz de trabalhar em elevadas temperaturas. Ademais, esta pressão deve ser uniformemente distribuída sobre a superfície a ser soldada. Atingir elevadas pressões em grandes áreas é um processo extremamente difícil, principalmente para áreas de soldagem superiores a  $900 \text{ cm}^2$ . Nesses casos, é necessário utilizar fornos específicos para a soldagem por difusão.

## 2.5.2 Soldagem por difusão no LABTUCAL

O LABTUCAL (Laboratório de Tubos de Calor) já possui um histórico de pesquisas envolvendo processo de soldagem por difusão. A partir de 2007 o Laboratório passou a utilizar a soldagem por difusão para a fabricação de minitubos de calor, como relata o trabalho elaborado por Paiva (2007). Este foi produzido a partir de um sanduiche de chapas finas e planas de cobre e fios circulares e maciços do mesmo material (Figura 12). A união dessas partes era feita sem a adição de um

material intermediário na região de ligação, permitindo uma solda limpa.

Figura 12 – Esquema de montagem do mini tubo.

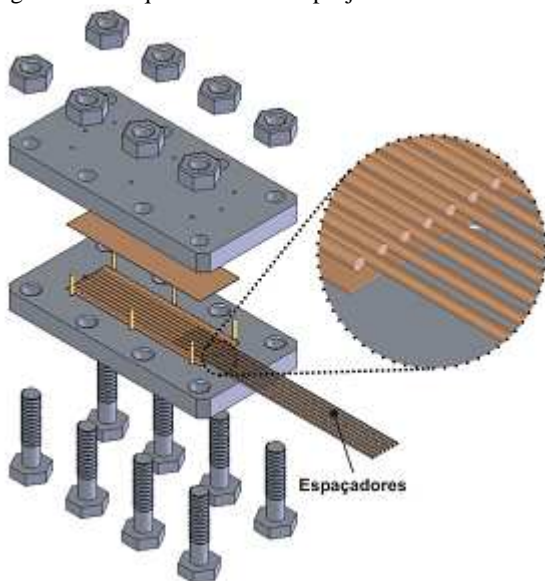


Fonte: Paiva (2007).

Como já observado, a soldagem por difusão requer um forno especial, que consiga fornecer altas pressões, uniformemente distribuídas ao conjunto a ser soldado, juntamente com elevadas temperaturas. Como o LABTUCAL não possuía tal equipamento, foi necessário primeiramente obter um dispositivo que aplicasse a carga necessária para que a soldagem ocorresse. Dessa maneira, foi projetada e construída uma matriz de aço inoxidável na qual a pressão imposta ao sistema foi aplicada por meio de torque obtido a partir de parafusos.

Portanto, foi produzida uma prensa de aço inoxidável (Figura 13), onde o conjunto de cobre a ser soldado era fixado entre as duas matrizes. Nas laterais dessas matrizes eram posicionados os parafusos, que possuíam a função de aplicar a carga ao sistema. Em seguida, todo o conjunto era levado a um forno de alto vácuo para que fosse submetido a uma alta temperatura. O aquecimento proporcionado pelo forno faz com que os materiais se dilatam, e, como a prensa possui um coeficiente de expansão térmica menor do que o material a ser soldado, esta expansão térmica resulta em um aumento de pressão no sistema.

Figura 13 – Esquema da matriz projetada



Fonte: Paiva (2007).

Com esta nova tecnologia desenvolvida por Paiva (2007) foram produzidos diversos tubos de calor, como pode ser visto na Figura 14.

Figura 14 – Mini tubos de calor produzidos



Fonte: Paiva (2007).

### 2.5.3 Soldagem por difusão do cobre

Busca-se, no presente projeto de pesquisa, no qual esta dissertação está contextualizada, o desenvolvimento e domínio de tecnologias de fabricação de trocadores de calor compactos soldados por difusão. Para esta primeira etapa, tendo em vista o histórico de pesquisas do LABTUCAL com soldagem por difusão do cobre e devido às



limitações dos fornos existentes, decidiu-se por fabricar os recheios dos trocadores de calor compactos utilizando este metal. Além disso, de acordo com American Welding Society (A.W.S) (1972), a soldagem por difusão do cobre é utilizada para fabricar soldas resistentes e de alta condutividade térmica. Ou seja, é um material que apresenta boas características para aplicações em trocadores de calor.

### 2.5.3.1 Cobre C-12000

De acordo com Chiaverini (1986), a liga de cobre C-12000 (cobre desoxidado com fósforo, de baixo teor de fósforo) apresenta uma porcentagem mínima de cobre de 99,9% e possui como complemento o fósforo, com uma quantidade variando entre 0,004% e 0,012%. Ainda segundo o autor, a forma mais comum de encontrar essa liga é na forma de chapas e tubos. Ela é utilizada principalmente em evaporadores, trocadores de calor, tubulações de ar, água e óleo. Essa liga ainda pode ser usada em radiadores de carros e caldeiras. Este autor ressalta que uma grande aplicação desta liga é em equipamentos cujos processos de fabricação demandam soldagem. As propriedades mecânicas do material apresentados na Tabela 2, foram obtidos a partir das especificações técnicas do fabricante.

Tabela 2 – Propriedades mecânicas da liga de cobre

Denominação	Liga	Têmpera	Limite de Resistência à Tração (MPa)	Limite de Escoamento (MPa)
Cobre Fosforoso (DLP)	C12000	Mole	216	49
		1/2 Duro	314	265

Fonte: Artisanmetais (2013).

### 2.5.3.2 Parâmetros para a soldagem do cobre

Os parâmetros empregados na soldagem por difusão podem variar muito de experimento para experimento. Como existem três parâmetros principais envolvidos no processo, pode-se encontrar diferentes combinações destes para realizar a união dos metais.

De acordo com Schwartz (1969), há disponível na literatura uma pequena quantidade de trabalhos a respeito da soldagem por difusão do cobre. Na verdade, é mais comum encontrar pesquisas onde o cobre é empregado como material intermediário do que utilizado como metal

base. Ainda segundo este mesmo pesquisador, os parâmetros sugeridos para a união de Cobre-Cobre são: 315°C, 139 MPa e apenas 1 minuto, devendo ser realizado em uma atmosfera controlada com hidrogênio. O autor afirma que após a solda ser realizada, um tratamento térmico de 600°C fornece uma maior resistência ao conjunto. De acordo com A.W.S (1972), um bom resultado da soldagem de cobre com cobre foi alcançado aplicando uma pressão de 35 MPa na amostra a uma temperatura de 538 °C durante 15 minutos.

Contudo, a escolha dos parâmetros utilizados no presente trabalho foi baseada em pesquisas mais recentes, como as de: Tsukamoto, Kajiura e Yamamoto (2012), Avagyan (2006) e Paiva (2007).

Tsukamoto, Kajiura e Yamamoto (2012) realizaram um estudo de soldagem por difusão de cobre com um alto teor de cromo. Estes autores afirmam que este tipo de soldagem é ideal para este material, visto que ele apresenta uma alta condutividade térmica. A influência dos parâmetros tempo, temperatura e pressão na resistência mecânica da solda foram determinadas. Primeiro, pressão e tempo foram mantidos constantes nos níveis 2 MPa e 60 minutos, enquanto que a temperatura era variada nos seguintes patamares: 600, 700, 800 e 900°C. Em seguida, os autores mantiveram temperatura e tempo constantes a 800°C e 60 minutos, variando a pressão nos níveis: 2, 3, 4 e 5 MPa. Por último, estes pesquisadores observaram a influência do tempo no processo, mantendo assim temperatura e pressão constantes em 2 MPa e 800°C, variando o tempo nos níveis: 30, 60, 120 e 180 minutos. A união das amostras estudadas apenas foi alcançada com temperaturas superiores a 800°C, sendo que a resistência do conjunto aumentava conforme a temperatura e a pressão aplicada aumentavam. Por outro lado, o tempo teve apenas uma pequena influência sobre a resistência final do material, sendo que a resistência mecânica da solda variou pouco para tempos de soldagem entre 60 e 180 minutos. Concluíram que, dentre todas as amostras produzidas, aquela que apresentou a maior resistência mecânica foi a amostra soldada á 900°C, 2 MPa e 60 minutos, alcançando uma resistência mecânica muito próxima do material base (TSUKAMOTO, KAJIURA, YAMAMOTO, 2012).

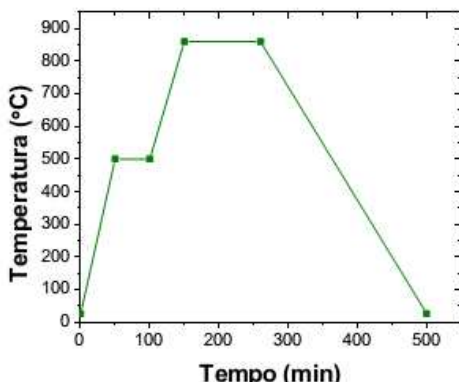
Avagyan (2006), em seu trabalho, afirmou que utilizar atmosfera controlada ou empregar o vácuo durante a soldagem por difusão do cobre não influenciava no resultado final. Este autor também destaca que não existe um consenso em relação aos melhores parâmetros da soldagem por difusão do cobre. Na verdade, o estudo realizado por

Avagyan (2006) foi muito parecido com o de Tsukamoto, Kajiura e Yamamoto (2012).

Em um primeiro momento foram mantidos pressão e tempo constantes nos níveis 4 MPa e 20 minutos respectivamente, para temperaturas variando entre 700 e 900°C. Em seguida ele manteve a temperatura e o tempo constantes, nos níveis 900°C e 20 minutos, sendo que a pressão variou entre 1 e 8 MPa. Por último, foram mantidas pressão e temperatura constantes, em 4 MPa e 900°C respectivamente, com o tempo variando entre 5 e 20 minutos. Após esse processo, as amostras foram submetidas a ensaios mecânicos para verificar a resistência mecânica da região soldada. Algumas dessas amostras foram visualizadas no microscópio com o intuito de se analisar a interface de ligação entre os componentes. Estes estudos demonstraram que o aumento da temperatura diminui os defeitos na interface da união e que o aumento da pressão resulta em uma solda mais resistente. Em relação à influência do tempo no processo, o autor chegou à conclusão que o tempo de soldagem deve ser de no mínimo 15 minutos. Por último, o autor sugere os seguintes parâmetros como ótimos para a soldagem:  $T = 800^{\circ}\text{C}$ ;  $P = 1\text{MPa}$ ,  $t = 15\text{ min}$ .

Já no trabalho realizado de Paiva (2007), foi realizada a soldagem por difusão de fios e placas para a confecção de tubos de calor. Entretanto não se investigou a influência dos parâmetros de soldagem na união dos componentes. Mesmo assim, os parâmetros utilizados por Paiva (2007) foram muito parecidos com os citados anteriormente. Empregou-se uma pressão de 15 MPa, enquanto que a temperatura e o tempo utilizados são apresentados na Figura 15.

Figura 15 – Parâmetros de temperatura e pressão utilizados por PAIVA (2007).



Fonte: Paiva (2007).

## 2.6 ENSAIOS MECÂNICOS

### 2.6.1 Ensaio de tração

Para avaliar quais são os melhores parâmetros de soldagem por difusão, é necessário utilizar métodos de avaliação da resistência da solda. Um dos métodos existentes e muito utilizado para avaliar resistência do material é o ensaio de tração.

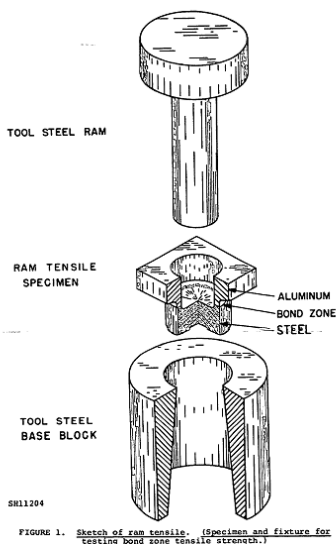
O ensaio de tração possui normas para a sua realização, tais como a NBR-ISO 6892-1, que é uma norma brasileira para o ensaio de tração de materiais metálicos à temperatura ambiente (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2013). Há também a norma “ASTM E8 - *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*” que apresenta os métodos para a realização do teste de tensão de materiais metálicos a temperatura ambiente (ASTM, 2012). Ambas as normas fornecem as dimensões para os corpos de provas a serem testados e a metodologia do teste.

Pavlova (2005) aferiu a qualidade da solda por difusão do aço inoxidável usando ensaios de tração nos corpos de prova, observando o limite de escoamento e o limite de resistência à tração das amostras. Com os resultados obtidos nos testes, a autora pôde avaliar os melhores parâmetros a serem utilizados na soldagem do aço inoxidável.

Entretanto, devido ao processo de aplicação de pressão nas amostras utilizadas no presente trabalho (matriz - parafuso), foi difícil fabricar corpos de provas com as dimensões exigidas pelas normas anteriormente citadas. Por isso, buscou-se um teste alternativo para determinar a resistência de soldagem das amostras.

De acordo com Balasubramanian et al. (1997), o “*Ram tensile test*” pode ser utilizado para avaliar a resistência da soldagem por difusão. Esse teste possui três componentes. O primeiro é uma peça metálica de um material resistente chamado de base. Esse componente possui um furo em seu centro servindo de suporte para a amostra soldada. O segundo componente é a própria amostra que foi soldada. Uma parte da amostra é apoiada sobre o bloco base, enquanto que a outra parte é inserida no orifício do bloco. O terceiro componente é um punção feito de um material resistente, que tem a função de aplicar pressão na amostra até que a solda se rompa. A Figura 16 apresenta o esquema geral do *Ram tensile test*, sendo apresentado na seguinte ordem: punção, amostra e base.

Figura 16 – Esquema geral do *Ram Tensile Test*.



Fonte: Military Specification - MIL-J-24445A (1977)

Raghu et al (2004) explicam que esse ensaio é realizado através da compressão do êmbolo ou punção para dentro do espaço perfurado do metal base com a finalidade de testar a resistência de ligação da soldagem. A tensão de compressão aplicada gera tensão de tração na interface de ligação, dessa maneira essa força tenta separar as duas peças justamente na interface de ligação. O ensaio é realizado numa máquina de teste de tração aplicando uma carga uniaxial que aumenta continuamente até o momento em que ocorre a falha. Estes autores ainda afirmam que esse método de ensaio de tração assegura que a falha da amostra ocorrerá na região de ligação e, como a carga aplicada é de tração pura, então representa verdadeiramente a força da ligação da soldagem.

Tricarico e Spina (2009) descreveram a sequência de procedimentos de teste. De acordo com os autores, a força é aplicada na direção perpendicular ao plano em que ocorreu a soldagem. Além disso, a amostra, de formato cilíndrico, é confeccionada de tal maneira que, durante o teste, as tensões se concentrem na interface da ligação, sendo a base mantida fixa enquanto o punção comprime a amostra até a ruptura da interface. O equipamento de teste utilizado pelo autor consiste de uma máquina universal de ensaios de tração com algumas alterações, o punção foi montado na parte superior – parte móvel da

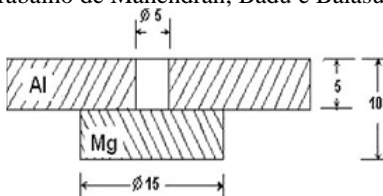
máquina de tração, enquanto que a matriz foi fixada na parte inferior da máquina com parafusos e porcas.

Tanto o teste usado por Tricarico e Spina (2009) quanto o de Raghu et al (2004) seguem uma norma existente chamada MIL-J-24445, que serve unicamente para avaliar a resistência da soldagem de alumínio e aço ligados pela técnica de soldagem por explosão (*explosion welding*). A norma fornece as dimensões que devem ser seguidas para a fabricação dos corpos de prova, contudo devido às precisões exigidas pela norma, e a dificuldade de seguir essas dimensões para a fabricação dos corpos de prova em razão do processo de soldagem por difusão utilizado neste trabalho (matriz – parafuso), optou-se para este estudo realizar pequenas modificações na geometria dos corpos de prova em relação aos estipulados pela norma.

No presente trabalho, as amostras usadas na avaliação da resistência de soldagem foram fabricadas de acordo com as dimensões propostas por Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010) e por Mahendran, Balasubramanian e Senthilvelan (2010), os quais relatam testes de corpos de provas de Mg-Al e Mg-Cu, respectivamente, soldados por difusão. Os autores utilizaram o mesmo formato do corpo de prova que o estipulado pela norma MIL-J-24445, mas empregando dimensões diferentes.

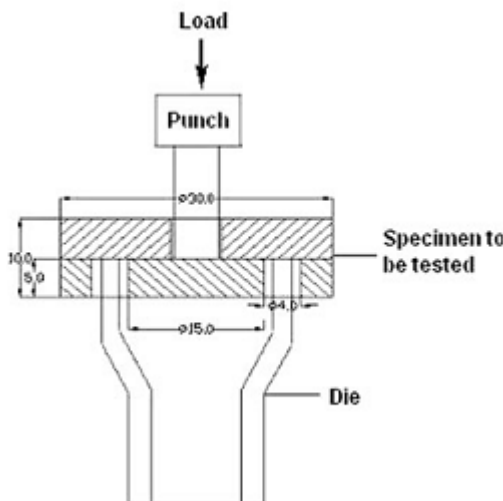
Em ambos os trabalhos, parâmetros da soldagem como tempo, temperatura e pressão foram variados e o método “*ram tensile test*” foi empregado para avaliar a resistência da soldagem, com o objetivo de definir os melhores parâmetros de soldagem por difusão para as combinações de materiais estudadas. As medidas dos corpos de prova fabricados e testados por estes autores podem ser visualizadas na Figura 17, assim como um esquema do procedimento de teste pode ser visto na Figura 18.

Figura 17 – Dimensões do corpo de prova para ensaio de tração segundo trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010).



Fonte: Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010).

Figura 18 – Esquema geral do teste de tração segundo o trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010).



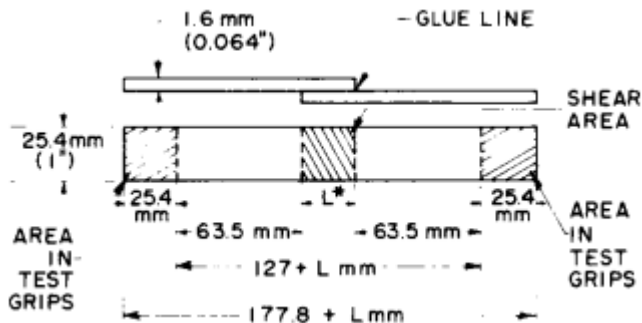
Fonte: Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010).

## 2.6.2 Ensaio de cisalhamento

No presente trabalho, para analisar melhor a resistência da solda a ser realizada no Labtucal e definir quais são os melhores parâmetros de soldagem, decidiu-se realizar, além do ensaio de tração descrito na seção anterior, o ensaio de cisalhamento.

A norma norte americana ASTM D1002-10 (2010) criada pela *American Society for Testing and Materials* descreve um teste padrão para medir a resistência aparente ao cisalhamento da união de duas amostras (metal – metal) ligadas por um adesivo e sujeitas a uma tensão de carregamento. Mesmo sendo um teste para avaliar a tensão de cisalhamento de metais ligados por meio de um adesivo, ele serve adequadamente para o contexto deste trabalho, pois avalia a resistência de cisalhamento de uma ligação. Assim, este método de ensaio, que é essencialmente comparativo, pode ser aplicado para complementar os resultados obtidos nos testes de tração, ajudando assim a determinar os melhores parâmetros de soldagem por difusão dos materiais testados. Segundo a norma, o corpo de prova a ser testado deve ter a forma e as dimensões mostradas na Figura 19, recomendando uma espessura de chapa de 1,62 mm.

Figura 19 – Medidas do corpo de prova a ser testado para o ensaio de cisalhamento.

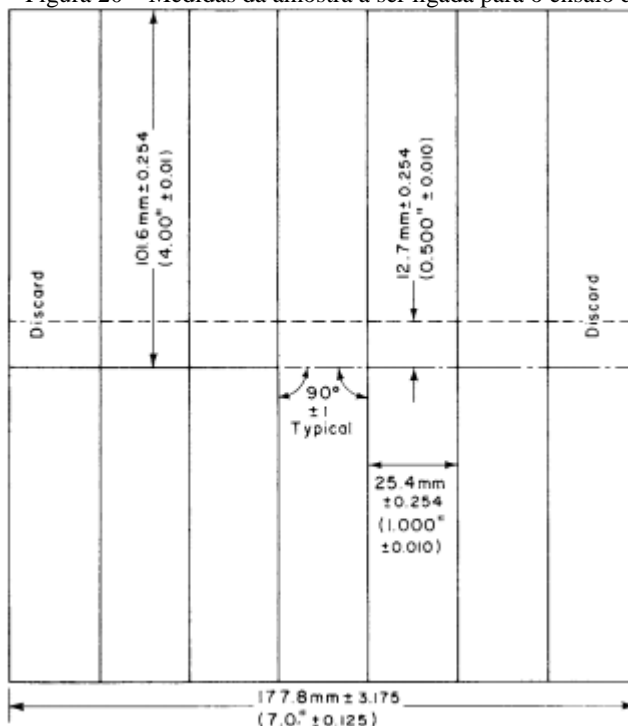


Fonte: ASTM D1002-10 (2010).

Como determina a norma, os corpos de prova devem ser cortados a partir de uma amostra inicial, cujas dimensões podem ser observadas na Figura 20. A amostra produzida deve ser dividida em sete corpos de provas, sendo que os dois corpos de provas da extremidade da amostra devem ser descartados. No presente trabalho, devido a grande extensão de área a ser soldada, não foi possível produzir amostras nas medidas previstas pela norma, decidindo-se usar amostras nas dimensões propostas no trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010). Os autores avaliaram a influência dos parâmetros de soldagem por difusão de alumínio e magnésio através de ensaio de cisalhamento. As medidas utilizadas pelos autores para a fabricação dos corpos de prova podem ser vistas na Figura 21, sendo que a espessura das chapas a serem soldadas era de 5 mm.

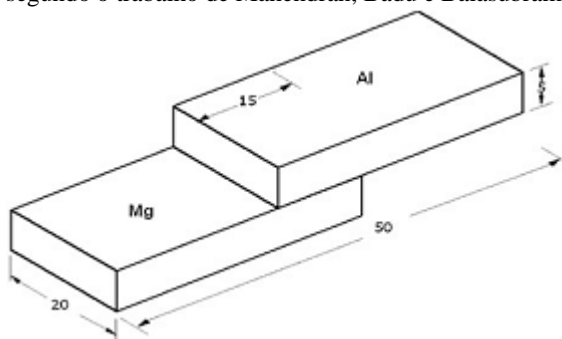


Figura 20 – Medidas da amostra a ser ligada para o ensaio de cisalhamento.



Fonte: ASTM D1002-10 (2010).

Figura 21 – Dimensões do corpo de prova para o ensaio de cisalhamento segundo o trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010).



Fonte: Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010).

## 2.7 MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo serão apresentados modelos e parâmetros de desempenho de trocadores de calor, bem como os grupos adimensionais envolvidos, encontrados na literatura. O modelo térmico empregado na avaliação dos trocadores desenvolvidos no contexto da presente pesquisa é baseado em correlações encontradas na literatura.

### 2.7.1 Variáveis de desempenho de trocadores de calor

De acordo com Mylavarapu (2011) e Kays e London (1998) os parâmetros básicos relacionados ao desempenho térmico de um permutador de calor, composto por dois fluidos, pode ser previsto através dos seguintes parâmetros:

- Taxa de transferência de calor ( $\dot{q}$ );
- Área total de transferência de calor ( $A_{tot}$ );
- Taxa de capacidade calorífica do fluido quente e do fluido frio ( $C_h$  e  $C_c$ );
- Coeficiente global de transferência de calor ( $U$ );
- Temperatura de entrada e saída do fluido frio ( $T_{c,in}$  e  $T_{c,out}$ );
- Temperatura de entrada e saída do fluido quente ( $T_{h,in}$  e  $T_{h,out}$ );

Para a análise do comportamento térmico do trocador e, portanto, de seu desempenho, tanto as temperaturas de entrada e saída quanto às pressões envolvidas em ambos os lados devem ser conhecidas.

#### 2.7.1.1 Taxa de transferência de calor

Através da conservação de energia para volume de controle em regime permanente pode-se determinar as taxas de transferências de calor em um trocador de calor. Seja  $\dot{q}_c$  e  $\dot{q}_h$  as taxas de calor transferido pelo lado frio e lado quente respectivamente (MYLAVARAPU, 2011):

$$\dot{q}_c = \dot{m}_c (i_{c,out} - i_{c,in}) \quad (12)$$

$$\dot{q}_h = \dot{m}_h (i_{h,in} - i_{h,out}) \quad (13)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica e  $i$  é a entalpia do fluido. Os subscritos  $c$  e  $h$  referem-se ao lado frio e lado quente respectivamente. Enquanto que os subscritos  $in$  e  $out$  referem-se à entrada e saída. Considerando que não

existam perdas de calor para o ambiente, ou seja, considerando que o sistema é isolado, tem-se que  $\dot{q}_h = \dot{q}_c = \dot{q}$ .

Contudo, como o calor específico a pressão constante ( $c_p$ ) da água é aproximadamente constante para as faixas de temperaturas e pressões utilizadas, então as equações anteriores podem ser simplificadas para:

$$\dot{q}_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (14)$$

$$\dot{q}_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (15)$$

Contudo, as equações 14 e 15 ainda podem ser modificadas, empregando-se as taxas de capacidades térmicas (INCROPERA; DEWITT, 2008), definidas como:

$$C = \dot{m} c_p \quad (16)$$

onde  $C$  representa a quantidade de calor necessária que deve ser adicionada ou retirada do escoamento do fluido por segundo para que ele mude em 1°C sua temperatura.

Em algumas situações o sistema não está perfeitamente isolado, ocorrendo assim perdas de calor para o ambiente, resultando na desigualdade de  $\dot{q}_h$  e  $\dot{q}_c$ . Por isso, uma melhor representação do valor pode ser feito através da taxa média de transferência de calor, representada por:

$$\bar{\dot{q}} = \frac{\dot{q}_c + \dot{q}_h}{2} \quad (17)$$

O calor transmitido do fluido quente para o frio inclui tanto a transferência de calor útil quanto o calor perdido para o ambiente. Sendo assim, o calor perdido pode ser expresso da seguinte maneira:

$$\dot{q}_{perdido} = |\dot{q}_h| - |\dot{q}_c| \quad (18)$$

### 2.7.1.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) é proveniente da equação da taxa de transferência de calor e combina os mecanismos

de convecção e condução responsáveis pela transferência de calor entre o fluido quente e o fluido frio (KAYS; LONDON, 1998).

$$\frac{dq}{dA} = U(T_h - T_c) \quad (19)$$

onde  $dq/dA$  é o calor transferido por unidade de área de uma seção do trocador devido a diferença de temperatura local ( $T_h - T_c$ ). A partir dessa equação, nota-se que  $UA$  é a condutância térmica global baseada na diferença de temperatura e unidade de área.

De acordo com Incropera e Dewitt (2008), o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) é função da resistência térmica total em relação à transferência de calor entre dois fluidos, como mostrado na Equação 20.

$$R_{tot} = \sum R_i = \frac{\Delta T_{ml}}{q} = \frac{1}{UA} \quad (20)$$

onde  $R_{tot}$  representa a resistência térmica total da transferência de calor composta pelo somatório das resistências individuais e  $\Delta T_{ml}$  é a média logarítmica da diferença de temperatura.

De acordo com Çengel (2009), a média logarítmica para trocadores de calor de corrente cruzada é expressa em função das temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos e em função de um fator de correção, como mostrado na equação abaixo:

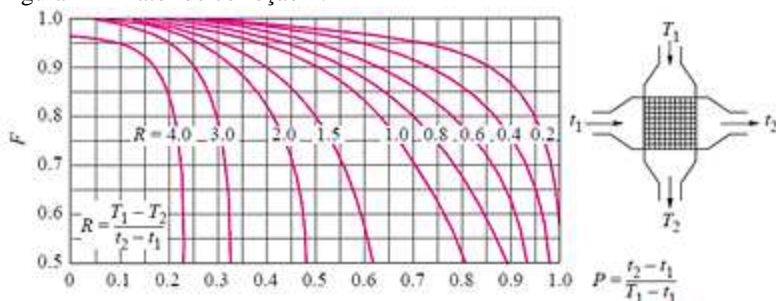
$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} = F \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln((T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in}))} \quad (21)$$

onde  $F$  é um fator de correção que depende da geometria do trocador e das temperaturas de entrada e saída, de ambos os escoamentos. Esse valor é fornecido na Figura 22, que depende dos parâmetros  $P$  e  $R$ :

$$R = \frac{(T_{h,in} - T_{h,out})}{(T_{c,out} - T_{c,in})} \quad (22)$$

$$P = \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (23)$$

Figura 22 – Fator de correção F.



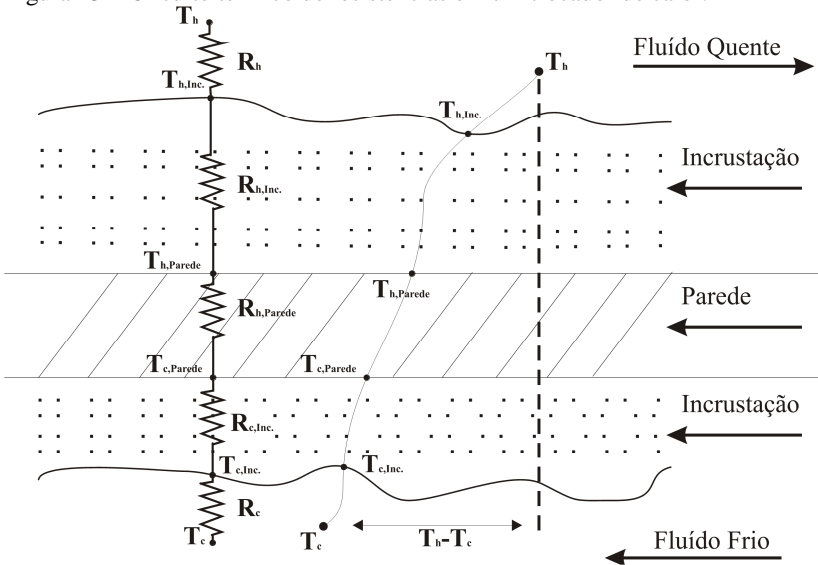
Fonte: Çengel (2009).

Contudo, o coeficiente global de transferência de calor também pode ser escrito em função das resistências térmicas. De acordo com Kays e London (1998), a resistência térmica global de um trocador de calor pode ser expressa como o somatório dos seguintes componentes:

1. Convecção do lado quente, incluindo a influência da aplicação de aletas ou superfícies estendidas;
2. Fatores de incrustação;
3. Convecção do lado frio, incluindo a influência da aplicação da aletas ou superfície estendida;
4. Condução na parede que separa os dois lados;

As resistências descritas acima e o circuito térmico formado por elas pode ser visto na Figura 23.

Figura 23 – Circuito térmico de resistências em um trocador de calor.



Fonte: Adaptado de Mylavarapu (2011).

Os fatores de incrustação ou fatores de deposição ( $R_d$ ) representam as parcelas da resistência que está relacionada com as impurezas que são depositadas ao longo do tempo nas superfícies das paredes do trocador de calor. Como consequência, tem-se o aumento da resistência térmica à transferência de calor.

Além disso, de acordo com Incropera e Dewitt (2008), a adição de aletas nas paredes que separam os fluidos, tanto para o lado quente quanto para o lado frio, resulta em um aumento da área superficial de transferência de calor e reduz a resistência térmica à transferência de calor por convecção.

Portanto, fazendo a inclusão dos efeitos gerados pelas aletas e incrustações, juntamente com as resistências devido à condução e convecção, a resistência térmica global pode ser expressa como:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{U_c A_{tot,c}} = \frac{1}{U_h A_{tot,h}} = \\ &= \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_{tot,h}} + \frac{R''_{d,h}}{\eta_{o,h} A_{tot,h}} + \frac{a}{kA_w} + \frac{R''_{d,c}}{\eta_{o,c} A_{tot,c}} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_{tot,c}} \end{aligned} \quad (24)$$

onde os subscritos  $h$  e  $c$  indicam fluido quente e frio, respectivamente,  $a$  representa a espessura da parede entre os dois fluidos,  $R_d$  representa os fatores de deposição envolvidos,  $\eta_o$  representa a eficiência global da superfície,  $A_{tot,c}$  e  $A_{tot,h}$  área superficial de transferência de calor do lado frio e do lado quente,  $A_w$  área média da parede,  $h$  o coeficiente de convecção de cada um dos lados e  $k$  a condutividade térmica do material.

De acordo com Incropera e Dewitt (2008), para o cálculo do produto  $UA$ , não é necessário especificar o lado quente ou frio, contudo, o coeficiente global depende do lado em que está baseado, pois  $U_c \neq U_h$  se  $A_{tot,c} \neq A_{tot,h}$ .

Rearranjando a Equação 24 e desprezando os fatores de incrustação presente na parede é possível reescrever o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) para o lado quente (Equação 25) e para o lado frio (Equação 26) (KAYS; LONDON, 1998).

$$U_c = \left[ \frac{1}{\eta_{o,h} h_h (A_{tot,h}/A_{tot,c})} + \frac{a}{k (A_w/A_{tot,c})} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c} \right]^{-1} \quad (25)$$

$$U_h = \left[ \frac{1}{\eta_{o,c} h_c (A_{tot,c}/A_{tot,h})} + \frac{a}{k (A_w/A_{tot,h})} + \frac{1}{\eta_{o,h} h_h} \right]^{-1} \quad (26)$$

Se a espessura da parede ( $a$ ) for fina e a condutividade térmica do material ( $k$ ) for alta, então o termo da resistência devido à condução na parede pode ser desprezado (MYLAVARAPU, 2011).

Além disso, se nenhuma superfície estendida for utilizada em qualquer um dos lados então  $\eta_o$  é unitário, simplificando ainda mais as equações (KAYS; LONDON, 1998).

Contudo, nas regiões onde as superfícies estendidas forem empregadas, gradientes de temperatura ao longo das aletas reduzem a eficiência global de superfície ( $\eta_o$ ), fazendo com que ela seja menor que um. Relacionando a eficiência da aleta ( $\eta_f$ ) com a eficiência global de superfície ( $\eta_o$ ) tem-se a Equação 27 (KAYS; LONDON, 1998):

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_{tot}}(1 - \eta_f) \quad (27)$$

onde  $A_f$  é a área de transferência de calor da aleta e  $A_{tot}$  é a área total de transferência de calor.

A relação para aleta reta de seção transversal constante pode ser empregada como uma boa aproximação nos trocadores de calor fabricados neste trabalho, logo:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (28)$$

e

$$m = \sqrt{\frac{2h}{ke}} \quad (29)$$

onde  $e$  representa a espessura da aleta e  $l$  o comprimento efetivo da aleta. Se a aleta conectar as duas paredes,  $l$  é metade do espaçamento entre as chapas.

### 2.7.1.3 Efetividade do trocador de calor

De modo geral é possível expressar a efetividade como uma função do número de unidades de transferência ( $NUT$ ), da razão das taxas de capacidades ( $C_r$ ) e da configuração do escoamento (KAYS; LONDON, 1998):

$$\varepsilon = \phi \left( NUT, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \text{configuração escoamento} \right) \quad (30)$$

A razão da taxa de capacidade é expressa pela razão entre a menor e a maior taxa de capacidade entre os dois escoamentos, portanto  $C_r \leq 1$  (MYLAVARAPU, 2011).

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (31)$$



O número de unidades de transferência ( $NUT$ ) é um parâmetro adimensional que expressa o tamanho da transferência de calor ou o tamanho térmico do trocador. Portanto, quanto menor ele for, menor será a efetividade do trocador (KAYS; LONDON, 1998).  $NUT$  é definido pela razão entre a condutância térmica global e a menor taxa de capacidade calorífica.

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (32)$$

A efetividade pode ser definida como a medida do desempenho térmico do trocador. De acordo com Kays e London (1998), a efetividade é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor, pela máxima taxa de transferência de calor termodinamicamente possível ( $q_{\max}$ ), sendo que a máxima taxa de transferência de calor é representada por um trocador contracorrente e de área de transferência de calor infinita, de tal forma que a temperatura de saída do fluido quente é igual a temperatura de entrada do fluido frio.

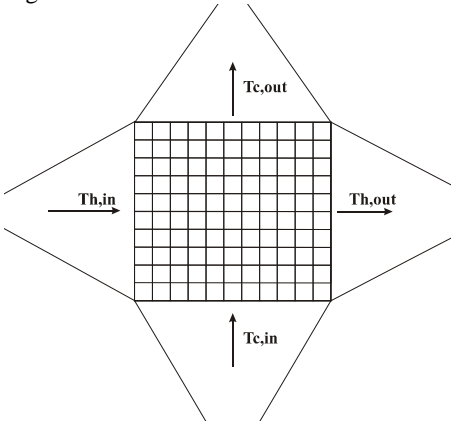
Portanto, a efetividade ( $\varepsilon$ ) expressa o desempenho térmico do trocador através de um ponto de vista termodinâmico, sendo definida pela equação:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{\max}} = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (33)$$

Kays e London (1998) afirmam que a efetividade de todo trocador pode ser escrita em função de  $NUT$  e  $C_r$ . Dessa maneira, foram desenvolvidas expressões para as principais configurações e tipos trocadores de calor. Incropera e Dewitt (2008) apresentam as expressões para os principais casos, como escoamentos contra corrente, paralelo e fluxos cruzados.

Para o caso de escoamento cruzado de fluidos não misturados (Figura 24), considera-se que o escoamento é dividido em um grande número de tubos e que cada tubo apresenta um escoamento separado dos demais (KAYS; LONDON, 1998).

Figura 24 – Escoamento cruzado de fluidos não misturados.

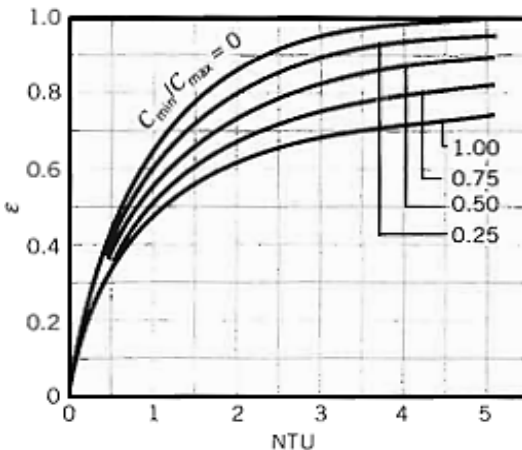


Fonte: Adaptado de Incropera e Dewitt (2008).

De acordo com Perussi (2010), a solução exata para resolver o escoamento cruzado de fluidos não misturados foi proposta inicialmente por Mason (1955), sendo expressa pela Equação 34 ou determinado pela Figura 25.

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r NUT} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[ 1 - e^{-NUT} \sum_{m=0}^n \frac{(NUT)^m}{m!} \right] \left[ 1 - e^{-C_r NUT} \sum_{m=0}^n \frac{(C_r NUT)^m}{m!} \right] \right\} \quad (34)$$

Figura 25 – Curva de efetividade para escoamento cruzado com fluidos não misturados.



Fonte: Incropera e Dewitt (2008).

Para um caso mais simples, em que a razão entre as capacidades térmicas dos fluidos é unitária ( $C_r=1$ ) então a efetividade pode ser expressa pela equação:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0,22} \left\{ \exp \left[ -C_r (NUT)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (35)$$

Contudo, de acordo com Incropera e Dewitt (2008), essa expressão pode ser aplicada como uma boa aproximação para todos os casos.

### 2.7.2 Correlações para o modelo térmico

As geometrias dos canais de um trocador de calor podem variar desde canais retos até canais curvos. Para o presente projeto foi empregado canais quadráticos retos, devido: a) facilidade de fabricação e b) maior conhecimento deste tipo de geometria em relação a canais ondulados no que se refere a coeficiente de transferência de calor e fator de atrito. Números adimensionais são empregados para caracterizar os tipos de escoamento de fluidos, como os observados em canais.

Fisicamente, o número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor de um fluido por convecção (ou seja, a transferência do fluido em movimento) e a condução, que pode ser considerada um caso extremo de convecção, quando o fluido se encontrar em repouso (MYLAVARAPU, 2011). Este parâmetro pode ser expresso pela seguinte equação:

$$Nu = \frac{h}{k_{flu}/D_h} \quad (36)$$

onde  $h$  é o coeficiente de convecção,  $D_h$  é o diâmetro hidráulico do canal e  $k_{flu}$  é a condutividade térmica do fluido. Em escoamentos laminares e para condições da camada limite térmica, o número de Nusselt é fortemente influenciado pela geometria do canal, porém, em escoamento turbulentos, esta dependência é bastante fraca. Já para escoamentos plenamente desenvolvidos termicamente e hidraulicamente, este parâmetro é constante. Escoamentos turbulentos apresentam uma alta dependência do número de Reynolds e do número de Prandtl (MYLAVARAPU, 2011).

O número de Reynolds ( $Re$ ) expressa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. Se o número de Reynolds for pequeno, então as forças inerciais serão desprezíveis em relação às forças viscosas, fazendo com que os distúrbios sejam dissipados e o escoamento permaneça laminar. Contudo, se o número de Reynolds for elevado, as forças viscosas serão altas, aumentando os distúrbios e fazendo com que o escoamento torne-se turbulento (INCROPERA; DEWITT, 2008). O número de Reynolds pode ser expresso da seguinte maneira:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{D_h V}{\nu} \quad (37)$$

onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $V$  é a velocidade do escoamento,  $D_h$  é o diâmetro hidráulico do tubo,  $\mu$  a viscosidade do fluido e  $\nu$  é a viscosidade cinemática.

Já o número de Prandtl é definido como a razão entre a difusividade de momento e a difusividade térmica, ou seja, apresenta uma comparação entre os perfis de velocidade e de temperatura (INCROPERA; DEWITT, 2008).

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k_{flu}} \quad (38)$$

Na literatura há um grande número de expressões para a previsão do comportamento de escoamentos, normalmente baseadas em dados empíricos, que correlacionam o número de Nusselt com outros grupos adimensionais. Normalmente, diferentes expressões são apresentadas para diferentes configurações do escoamento, os quais por sua vez, são determinados de acordo com faixas pré-estabelecidas do número de Reynolds.

Assim, conforme já bem discutido na literatura, os regimes de escoamento podem ser classificados em três grupos distintos: laminar ( $Re \leq 2300$ ), em transição ( $2300 \leq Re \leq 10000$ ) e turbulento ( $Re \geq 10000$ ) (MYLAVARAPU, 2011). Bejan (2004) apresenta os números de Nusselt típicos para algumas geometrias de dutos para escoamentos laminares plenamente desenvolvidos hidráulica e termicamente, esses valores são apresentados na Tabela 3. Nesta tabela, o subscrito H1 representa fluxo de calor pela parede constante e o subscrito T

representa temperatura constante em todos os pontos da parede, tanto na direção radial quanto na direção axial (BEJAN, 2004).

Tabela 3 – Efeito da geometria no número de Nusselt.

Geometria	$Nu_{H1}$	$Nu_T$
Triângulo Equilátero	3	2,35
Circulo	4,364	3,66
Quadrado	3,63	2,89
Retângulo com razão 4:1	5,35	4,65
Placas paralelas infinitas	8,235	7,54

Fonte: BEJAN (2004).

Na região plenamente desenvolvida, o número de Nusselt é uma constante e depende unicamente da geometria do canal (não muda com a variação do número de Reynolds), como mostrado na Tabela 3 (MYLAVARAPU, 2011). Entretanto, na região em que o escoamento está em desenvolvimento, o número de Nusselt deixa de ser constante e varia conforme a posição em relação à entrada do fluido.

Lee e Garimella (2006) realizaram um estudo aprofundado a respeito do número de Nusselt local e médio para dutos retangulares com fluxo de calor e temperatura radial da parede constante (condição H1).

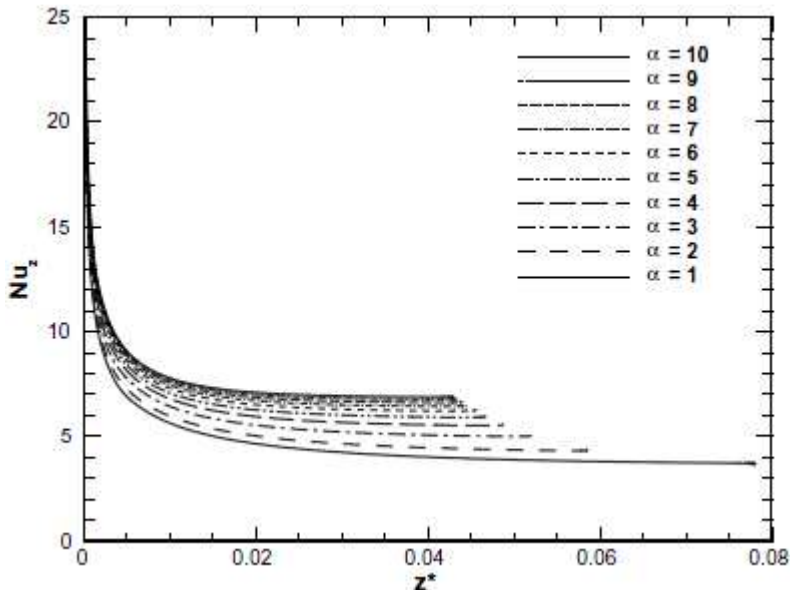
A Figura 26 apresenta o estudo realizado por Lee e Garimella (2006), onde é mostrada a variação do número de Nusselt local para um duto retangular em função da distância adimensional axial ( $z^*$ ) e em função da razão de aspecto do canal retangular ( $\alpha$ ), definida como a razão entre a maior e a menor aresta do canal. A distância axial adimensional pode ser definida como:

$$z^* = \frac{z/D_h}{RePr} \quad (39)$$

onde  $z$  representa um ponto no comprimento do escoamento.

A Figura 26, retirada de Lee e Garimella (2006), mostra, que quanto mais próximo da região de entrada do duto, maior é o número de Nusselt, pois na entrada a camada limite é zero. Conforme a camada limite se desenvolve, o número de Nusselt começa a diminuir, até atingir um valor constante - momento em que o escoamento se torna plenamente desenvolvido.

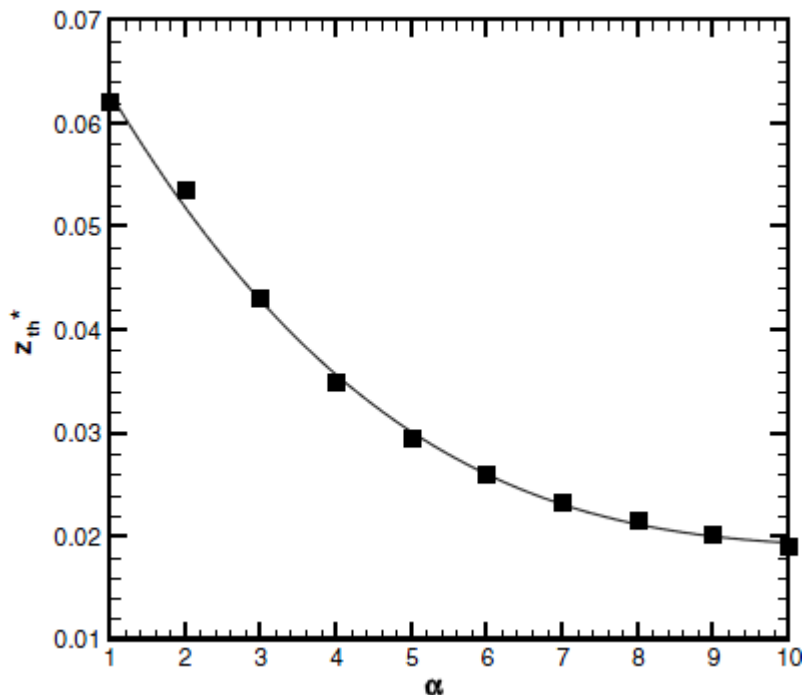
Figura 26 – Número de Nusselt local em função da distância axial adimensional.



Fonte: Lee e Garimella (2006).

Além disso, Lee e Garimella (2006) afirmam que o comprimento adimensional de entrada ( $z_{th}^*$ ) pode ser definido como a distância necessária para que o número de Nusselt local ( $Nu_z$ ) atinja 1,05 vezes o valor observado para escoamento plenamente desenvolvido ( $Nu_{HI}$ ). A Figura 27 (retirada do artigo destes mesmos pesquisadores) apresenta o valor de  $z_{th}^*$  para diferentes razões de aspecto ( $\alpha$ ) de um duto retangular.

Figura 27 – Comprimento de entrada térmico adimensional em função da razão de aspecto de um retângulo.



Fonte: Lee e Garimella (2006).

Com os valores obtidos pela curva da Figura 27, Lee e Garimella (2006) obtiveram a seguinte expressão que correlaciona o comprimento de entrada térmico adimensional, com a razão de aspecto de um duto retangular:

$$\begin{aligned}
 z_{th}^* = & -1,275 \times 10^{-6} \alpha^6 + 4,709 \times 10^{-5} \alpha^5 - 6,902 \times 10^{-4} \alpha^4 \\
 & + 5,014 \times 10^{-3} \alpha^3 - 1,769 \times 10^{-2} \alpha^2 + 1,845 \times 10^{-2} \alpha + \\
 & + 5,691 \times 10^{-2}
 \end{aligned} \quad (40)$$

A correlação demarca a posição em que ocorre a mudança do escoamento térmico em desenvolvimento para plenamente desenvolvido. Para que o escoamento esteja em desenvolvimento, o comprimento térmico adimensional ( $L^*$ ) deve ser menor que o comprimento de entrada térmico adimensional ( $z_{th}^*$ ).  $L^*$  é dada por:

$$L^* = \frac{L/D_h}{Re \cdot Pr} \quad (41)$$

onde L representa o comprimento total do escoamento.

Com os dados do número de Nusselt local exibido na Figura 26, Lee e Garimella (2006) desenvolveram uma expressão para correlacionar o Número de Nusselt local com a razão de aspecto e a distância axial adimensional do duto, resultando na seguinte equação:

$$Nu_z = \frac{1}{C_{11} (z^*)^{C_{22}} + C_{33}} + C_{44} \quad (42)$$

A equação acima é válida para razões de aspecto do duto retangular entre 1 e 10 e para uma distância axial adimensional ( $z^*$ ) menor que o comprimento de entrada térmico adimensional ( $z_{th}^*$ ). Os coeficientes são:

$$\begin{aligned} C_{11} &= -3,122 \times 10^{-3} \alpha^3 + 2,435 \times 10^{-2} \alpha^2 + 2,143 \times 10^{-1} \alpha + 7,325 \\ C_{22} &= -6,412 \times 10^{-1} \\ C_{33} &= 1,589 \times 10^{-4} \alpha^2 - 2,603 \times 10^{-3} \alpha + 2,444 \times 10^{-2} \\ C_{44} &= 7,148 - 1,328 \times 10^1 / \alpha + 1,515 \times 10^1 / \alpha^2 + 5,936 / \alpha^3 \end{aligned} \quad (43)$$

Além da expressão do número de Nusselt local, Lee e Garimella (2006) também obtiveram uma correlação para o número de Nusselt médio ( $Nu_{ave}$ ), muito parecida com a anterior, dada pela Figura 28 ou pela equação:

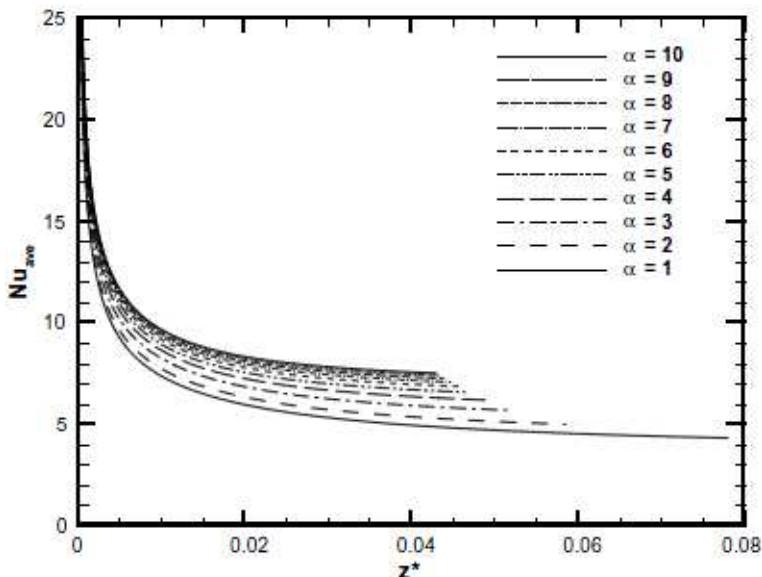
$$Nu_{ave} = \frac{1}{C_1 (L^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (44)$$

para  $L^* < z_{th}^*$  e  $1 < \alpha < 10$ , onde:

$$\begin{aligned} C_1 &= -2,757 \times 10^{-3} \alpha^3 + 3,274 \times 10^{-2} \alpha^2 - 7,464 \times 10^{-5} \alpha + 4,476 \\ C_2 &= 6,391 \times 10^{-1} \\ C_3 &= 1,604 \times 10^{-4} \alpha^2 - 2,622 \times 10^{-3} \alpha + 2,568 \times 10^{-2} \\ C_4 &= 7,301 - 1,311 \times 10^1 / \alpha + 1,519 \times 10^1 / \alpha^2 + 6,094 / \alpha^3 \end{aligned} \quad (45)$$



Figura 28 – Número de Nusselt médio em função da distância axial adimensional.



Fonte: Lee e Garimella (2006).

Além do trabalho realizado por Lee e Garimella (2006), existem outros estudos que relacionam o comprimento térmico adimensional com o número de Nusselt médio para um escoamento com fluxo de calor constante na parede. De acordo com Lee (2007), Shah e London (1978 apud LEE, 2007) e Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) também sugeriram outras correlações. Contudo os modelos sugeridos nestes dois trabalhos apresentam uma diferença em relação ao desenvolvido por Lee e Garimella (2006): eles foram originalmente desenvolvidos para aplicações em dutos circulares. Por outro lado Lee (2007) afirma que embora as expressões sugeridas por Shah e London (1978 apud LEE, 2007) e Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) tenham sido inicialmente desenvolvidos para tubos circulares, elas têm sido frequentemente empregadas e com bons resultados para dutos não circulares, nesses casos empregando-se o diâmetro hidráulico como parâmetro de entrada.

A expressão fornecida por Shah e London (1978 apud LEE, 2007) foi desenvolvida para ser empregada nos casos de fluxo de calor constante na parede, para um escoamento térmico ainda em desenvolvimento, sendo expressa da seguinte forma:

$$Nu_{ave} = \begin{cases} 1,953(1/L^*)^{1/3}; & L^* \leq 0,03 \\ 4,634 + 0,0722(1/L^*); & L^* \geq 0,03 \end{cases} \quad (46)$$

Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) fornecem outra expressão para o número de Nusselt médio, para fluxo de calor constante e para um escoamento térmico em desenvolvimento:

$$Nu_{ave} = 4,364 + \frac{0,086(1/L^*)^{1,33}}{1 + 0,1Pr(ReD_h/L^*)^{0,83}} \quad (47)$$

A expressão acima é válida para números de Prandtl entre 0,7 e 7. Para Prandtl maior que 7, a equação é válida se  $L^* \geq 0,03$ .

Além dos autores citados anteriormente, Wibulswas (1966) também resolveu o problema de escoamento térmico em desenvolvimento para duto retangular, com fluxo de calor constante. Mas, ao invés de resultar em uma expressão, o autor chegou a uma tabela (ver Tabela 4), onde estão relacionados razão de aspecto, comprimento térmico adimensional e o número de Nusselt médio.

Tabela 4 - Número de Nusselt médio segundo o trabalho de Wibulswas (1966).

$1/L^*$	$Nu_{ave}$			
	Razão de aspecto do retângulo			
	1,0	2,0	3,0	4,0
0	3,6	2,0	4,77	5,35
10	4,48	4,11	5,45	6,03
20	5,19	4,94	6,06	6,57
30	5,76	5,60	6,6	7,07
40	6,24	6,16	7,09	7,51
60	7,02	6,64	7,85	8,25
80	7,66	7,45	8,48	8,87
100	8,22	8,10	9,02	9,39
120	8,69	8,66	9,52	9,83
140	9,09	9,13	9,93	10,24
160	9,5	9,57	10,31	10,61
180	9,85	9,96	10,67	10,92
200	10,18	10,31	10,67	11,23

Fonte: Wibulswas (1966).

Segundo Lee e Garimella (2006) o número de Nusselt para um dissipador de calor é melhor representando para condições de contorno do tipo H1, que representa um fluxo de calor constante pela parede com temperatura radial do canal constante. Estes autores ainda afirmam que as correlações propostas por eles permitem previsões do desempenho térmico de dissipadores de calor de micro canais.

Do mesmo modo que os autores Lee e Garimella (2006) consideraram H1 como a condição de contorno que melhor retrata o comportamento de um dissipador de calor compacto, o presente trabalho empregará essa mesma condição para retratar o comportamento do Número de Nusselt do escoamento de um trocador de calor compacto - visto que esta hipótese se aproxima mais do caso real do trocador de calor utilizado neste trabalho, do que a hipótese de que todo o trocador estar na mesma temperatura (condição de contorno do tipo T).

### 2.7.3 Geometria do canal

Para a fabricação do equipamento foi necessário primeiramente realizar uma análise preliminar dos fenômenos físicos envolvidos em um trocador de calor compacto, para embasar a escolha do melhor tipo de canal. Um dos parâmetros considerados foi a perda de carga adimensional de algumas geometrias.

De acordo com Bejan (2000), em um escoamento laminar a perda de carga em um duto pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{f}{D_h} \rho 2V^2 \quad (48)$$

onde  $D_h$  é o diâmetro hidráulico ( $D_h = 4A_{transv}/p$ ),  $f$  o fator de atrito,  $\rho$  a densidade,  $V$  a velocidade do fluido,  $\Delta P$  a perda de carga e  $\Delta L$  a variação do comprimento.

A vazão mássica do escoamento pode ser definida como:

$$\dot{m} = \rho V A_{transv} \quad (49)$$

onde  $A_{transv}$  é a área transversal do duto. O fator de atrito pode ser expresso por:

$$f = \frac{C_{fat}}{Re} \quad (50)$$

onde  $Re$  é o número de Reynolds ( $Re = D_h V / \nu$ ) e  $C_{fat}$  um fator que depende apenas da geometria do duto. Reescrevendo a Equação 48 tem-se:

$$\frac{\Delta P / \Delta L}{\dot{m}} = \frac{\nu}{8A_{transv.}^3} p^2 C_{fat} \quad (51)$$

onde  $\nu$  é a viscosidade cinemática.

Adotando-se o princípio de que todas as geometrias tenham a mesma área para o escoamento do fluido, então a resistência do escoamento por unidade de comprimento de duto é proporcional a  $C_{fat}$  e  $p^2$ , como mostrado na expressão:

$$\frac{\Delta P / \Delta L}{\dot{m}} \sim \frac{p^2 C_{fat}}{A_{transv.}} \quad (52)$$

Para calcular o fator  $C_{fat}$  para canais mais complexos, como o canal formado pela tecnologia de fios-placas desenvolvida por Paiva (2007), pode-se utilizar a expressão fornecida por Etemad e Bakhtiari (1999):

$$C_{fat} = f \cdot Re = a + bD + cD^2 + dD^3 + eD^4 + fD^5 + gN + hN^2 + iN^3 + jN^4 + kN^5 \quad (53)$$

onde  $a=-28,4885$ ,  $b=268,729$ ,  $c=-476,295$ ,  $d=396,3308$ ,  $e=-155,14$ ,  $f=23,37618$ ,  $g=-21,0061$ ,  $h=10,62318$ ,  $i=-2,51512$ ,  $j=0,27889$  e  $k=-0,01167$ .  $D$  representa a razão entre o diâmetro hidráulico do canal e a maior circunferência imaginária que pode ser inserida em seu interior. Já  $N$  representa a razão entre o perímetro do canal e o perímetro do diâmetro hidráulico do canal.

Etemad e Bakhtiari (1999) compararam os resultados obtidos através da Equação 53 com os valores teóricos disponíveis na literatura, e chegaram à conclusão que a expressão apresenta uma boa aproximação dos valores reais, atingindo um erro máximo de 8,78% para geometrias de canais mais comuns (como quadrados, círculos, triângulos, entre outros).

A Tabela 5 apresenta a perda de carga adimensional, para diferentes geometrias de dutos, utilizando para os cálculos, tanto os valores de  $C_{fat}$  presentes na literatura quanto os valores de  $C_{fat}$  obtidos a partir da Equação 53 (ETEMAD; BAKHTIARI, 1999), mostrando boa

concordância de valores. Baseado nesta observação utilizou-se a Equação 53 para encontrar os valores do fator geométrico  $C_{fat}$  para geometrias de canais mais complexos, como o canal formado pelos dois fios circulares e placas planas, presentes no trabalho de Paiva (2007).

Tabela 5 – Perda de carga adimensional de diferentes canais.

Geometria	$C_{fat}$		$\frac{p}{A_{transv.}^{1/2}}$	Perda de carga adimensional	
	Literatura	Eq.53		$C_{fat}$ da literatura	$C_{fat}$ da Eq. 53
Circular	16,00	15,88	3,54	201,06	199,58
Retangular, Razão = 1 (quadrado)	14,23	14,49	4,00	227,63	231,86
Retangular, Razão = 2	15,55	16,13	4,24	279,86	290,32
Retangular, Razão = 4	18,23	18,38	5,00	455,83	459,55
Retangular, Razão = 8	20,59	20,71	6,10	833,69	838,71
Triângulo Equilátero	13,33	13,39	4,56	277,12	278,37
Triângulo Isóscele	13,15	13,09	4,83	306,59	305,17
Semicircular	15,77	15,36	4,10	265,04	258,13
Trocador Fio-placa: raio do fio=2mm e espaçamento entre fios=2mm	-	12,99	7,27	-	685,65
Trocador Fio-placa: raio do fio=1mm e espaçamento entre fios=0,5mm	-	12,45	8,28	-	852,87

Fonte: Adaptado de Etemad e Bakhtiari (1999).

Pode-se notar que a perda de carga utilizando o canal formado pela tecnologia fio-placa é três vezes maior que o escoamento em um duto circular ou quadrático. Por outro lado, o duto quadrado apresenta apenas 15% a mais de perda de carga adimensional se comparado com um duto circular (menor perda de carga possível) e 12% a menos de perda de carga se comparado com um duto semicircular – geometria de canal utilizada em trocadores de calor compacto de circuito impresso.

As tecnologias de recheios que serão apresentadas neste trabalho serão baseadas tanto nos trocadores de calor de circuito impresso quanto

nos de placas aletadas. O formato e a robustez do trocador serão semelhantes ao de circuito impresso, já a forma de fabricação e as geometrias das aletas e dos canais serão semelhantes à de um trocador de calor de placas aletadas. De maneira geral, os recheios dos trocadores desenvolvidos neste trabalho serão constituídos de canais e aletas com formato retangular ou quadrático. O processo de fabricação, as tecnologias utilizadas para a confecção dos canais e os métodos para união das placas constituem um arranjo inédito na área de trocadores de calor, razão pela qual, um pedido de patente está sendo requerido.

Dentre as tecnologias de recheios desenvolvidas, aquela que apresentou o melhor resultado foi testada termicamente. Assim, com base no equacionamento descrito nos itens 2.7.1 e 2.7.2, foi realizada uma análise matemática do comportamento desse trocador de calor, e os resultados experimentais e teóricos foram comparados. As correlações do Número de Nusselt para canais quadrados utilizadas para prever o comportamento do equipamento foram as de Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007), Lee e Garimella (2006) e Shah e London (1978 apud LEE, 2007).

### **3 DESENVOLVIMENTO DE TECNOLOGIAS DE FABRICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS**

Conforme mencionado no Capítulo 1, pretende-se no presente projeto desenvolver tecnologias básicas de soldagem por difusão, assim como recheios de trocadores de calor compactos que permitam ao Labtucal e à indústria nacional desenvolver e construir trocadores de calor para uso em plantas industriais, mais especificamente em plataformas de exploração de petróleo. Assim, neste capítulo será apresentada primeiramente a metodologia empregada para soldagem por difusão do presente trabalho.

Em seguida, serão apresentados os tipos de recheios estudados, bem como um levantamento dos prós e contras da utilização de cada tecnologia.

Por fim, serão detalhadas as características e os métodos de fabricação das cinco tecnologias de recheios desenvolvidas neste trabalho para a fabricação de trocadores de calor compactos soldados por difusão.

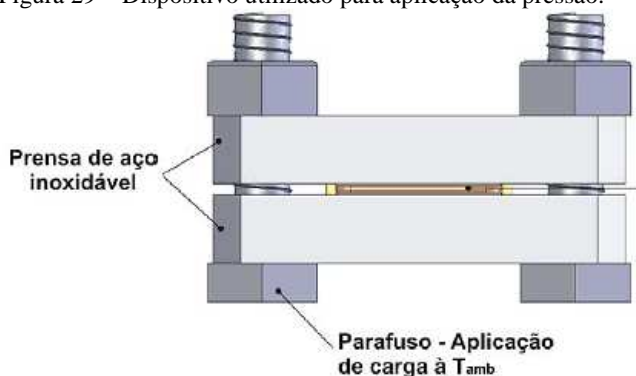
#### **3.1 METODOLOGIA EMPREGADA PARA SOLDAGEM POR DIFUSÃO**

Como já observado anteriormente, a maneira ideal de se realizar a soldagem por difusão envolve o uso de fornos de grande porte que, ao mesmo tempo em que controlam a temperatura do ambiente de soldagem, pressionam uniformemente as superfícies a serem soldadas, mantendo uma atmosfera inerte (ou vácuo). Como este equipamento não estava disponível no momento em que esta pesquisa foi conduzida, a metodologia de soldagem por difusão desenvolvida por PAIVA (2007), também já mencionada no capítulo anterior, foi empregada.

Assim, no presente trabalho, a soldagem das partes que compõem o trocador de calor foi realizada em um forno tubular de alto vácuo e pequeno porte, instalado no LABTUCAL (Figura 30). Como esse forno não possui um mandril hidráulico que proporcione a pressão para a soldagem por difusão, foi necessário fabricar uma prensa em aço inoxidável. A prensa foi capaz de suportar a elevada carga aplicada durante a soldagem e a alta temperatura do forno. Esta prensa é composta por duas matrizes de aço inoxidável 316L, podendo ser de 1/2 polegada, 3/4 de polegada ou até de uma polegada, composta por doze furos nas suas laterais. As amostras de cobre a serem soldadas eram

colocadas entre as matrizes, e através do torque controlado aplicado nos parafusos, distribuídos nas periferias das matrizes, attingia-se a pressão desejada para a realização da soldagem (ver Figura 29). Em seguida, o conjunto era levado para o forno de alto vácuo da Figura 30, onde era aquecido a altas temperaturas.

Figura 29 – Dispositivo utilizado para aplicação da pressão.



Fonte: PAIVA (2007).

Figura 30 – Forno utilizado para fabricação dos protótipos.



Devido ao aquecimento gerado pelo forno, os materiais utilizados (aço inoxidável nas matrizes e o cobre para os protótipos) se dilatavam. Porém, como possuíam coeficientes de expansão térmica diferentes, a pressão na amostra de cobre aumentava. Portanto, a pressão total



empregada sobre as superfícies a serem soldadas representa a soma da pressão gerada pelo torque dos parafusos com a pressão proporcionada pela dilatação térmica dos materiais.

Note-se que as amostras que foram soldadas, para a fabricação dos trocadores de calor compactos, não sofreram nenhuma espécie de tratamento superficial, elas apresentavam as mesmas características provenientes do seu processo de fabricação. Isto foi feito para tentar retratar o pior cenário possível na fabricação dos equipamentos.

Contudo, era essencial realizar alguns procedimentos de preparação das amostras, visando a eliminação das impurezas superficiais e a diminuição da oxidação presente no cobre. Portanto, antes de realizar o processo de soldagem, aplicava-se um banho químico de aproximadamente 10 minutos em uma solução de 10% de ácido sulfúrico em todas as peças de cobre, visando à limpeza das partes a serem soldadas, segundo especificação de ASM (1973). Em seguida, as peças eram colocadas em água corrente para a remoção da solução de ácido. Após a limpeza, os componentes do trocador eram manipulados com luvas cirúrgicas para evitar a contaminação por contato físico com as mãos.

Além dos cuidados com as amostras, também era necessário realizar um preparo das prensas ou matrizes de aço inoxidável. Uma fina camada de pasta de alumina era inserida sobre as peças inferior e superior da prensa de aço inoxidável e também sobre os parafusos. Isso foi feito para impedir que ocorresse a soldagem da amostra na matriz e também das porcas nos parafusos.

Depois de preparar as amostras e as matrizes, realizou-se a segunda etapa do processo, que consistia em posicionar com cuidado as amostras de cobre sobre a matriz inferior de aço inoxidável. Em seguida, eram inseridos os parafusos e a parte superior da matriz, concluindo assim a montagem do aparato, resultando no dispositivo mostrado na Figura 31.

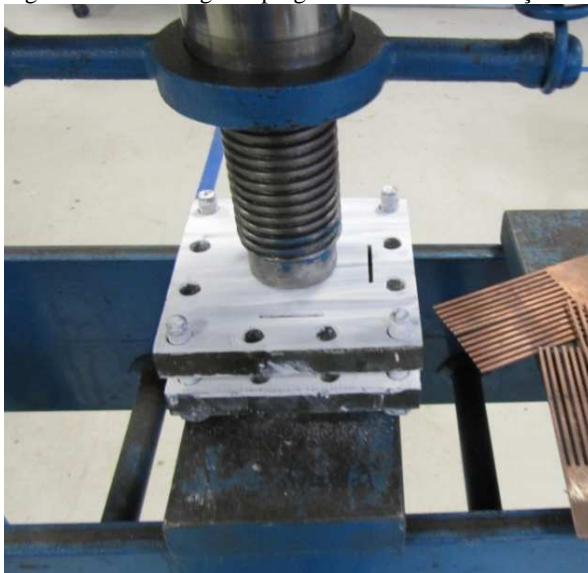
Figura 31 – Matrizes prensando o conjunto de peças.



Entretanto, em alguns casos, ocorria um desalinhamento da amostra durante o aperto dos parafusos, fazendo-se necessário utilizar um procedimento de montagem diferente.

Primeiramente a amostra de cobre era posicionada sobre a matriz inferior e, ao invés de inserir todos os parafusos como comentado anteriormente, eram inseridos apenas os parafusos dos quatro cantos da matriz. Após o posicionamento da matriz superior, o conjunto era levado a uma prensa hidráulica para que fosse aplicada uma pré-carga, como mostrado na Figura 32. Com esse procedimento mantinha-se o conjunto unido e evitava-se qualquer deslocamento durante o processo de aperto desses quatro parafusos. Em seguida, com as amostras de cobre já firmadas entre as matrizes, o conjunto era retirado da prensa hidráulica e os parafusos restantes eram inseridos e apertados.

Figura 32 – Pré-carga empregada nas matrizes de aço inoxidável.



Por fim, fazendo uso de um torquímetro, aplicava-se o torque desejado na amostra. Entretanto, devido às restrições envolvidas no processo de prensagem dos componentes, tais como a dificuldade de trabalhar com grandes áreas de soldagem e as limitações do máximo torque permitido nos parafusos, foi necessário utilizar pressões de soldagem relativamente baixas, em torno de 0,8 MPa, para a fabricação dos protótipos dos trocadores.

Para finalizar o procedimento de fabricação, o conjunto era levado pronto (após ter sido aplicada a pressão desejada) ao forno tubular de alto vácuo mostrado na Figura 30. Os parâmetros de temperatura e tempo utilizados no forno foram próximos dos utilizados por Paiva (2007): taxa de aquecimento de 5°C por minuto até chegar a 850°C para, em seguida, manter o patamar de temperatura neste nível por 60 minutos, proporcionando a soldagem do conjunto.

### 3.2 TIPOS DE RECHEIOS

Dentre os objetivos desta pesquisa, o principal é desenvolver e fabricar novas tecnologias de recheios de trocadores de calor compactos soldados por difusão. Este tipo de equipamento, como comentado

anteriormente, é caracterizado por uma alta área de transferência de calor em um volume reduzido.

No início do projeto foi realizado um “*brainstorming*” onde ideias de como fabricar recheios compactos foram discutidas. Dentre as ideias levantadas cinco se apresentaram como potenciais soluções:

- Fabricação dos canais através de corte a laser em chapa metálica;
- Fabricação dos canais através de corte a jato de água em chapa metálica;
- Soldagem de fios maciços ou vazados entre chapas metálicas;
- Micro usinagem ou usinagem de precisão para formação dos canais nas chapas;
- Conformação de chapas para obtenção de canais de passagem do fluido;

A partir dessas cinco ideias foi realizado um levantamento prévio das vantagens e desvantagens de cada um dos processos, que se encontram apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Possíveis métodos de fabricação de recheios.

Métodos	Vantagens	Desvantagens
Corte a laser	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Facilidade de empilhamento das chapas após o corte;</li> <li>• Facilidade de criar caminhos mais complexos para o escoamento;</li> <li>• Maiores velocidades de fabricação das peças;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geometria do canal limitada a um quadrado ou retângulo;</li> <li>• Não indicado para corte de materiais não ferrosos;</li> </ul>
Corte a jato de água	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Facilidade de empilhamento das chapas após corte;</li> <li>• Facilidade de criar caminhos mais complexos para o escoamento;</li> <li>• Maiores velocidades de fabricação das peças;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geometria do canal limitada a um quadrado ou retângulo;</li> </ul>

Soldar fios ou perfis entre chapas	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diferentes geometrias de canais;</li> <li>• Preço reduzido dos fios;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Posicionamento e alinhamento dos fios sobre chapas;</li> <li>• Dificuldade de empilhamento das camadas;</li> </ul>
Usinagem de chapas	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Facilidade de empilhamento das chapas após usinagem;</li> <li>• Não há a necessidade de uma chapa intermediária entre os canais (quente e frio), pois o canal é usinado na própria chapa;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Processo lento se comparado com os cortes a laser e a jato de água;</li> <li>• Alto custo;</li> </ul>
Conformação de chapas	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maior fluxo no canal;</li> <li>• Possivelmente maior grau de compactação do equipamento e maior troca de energia térmica entre o fluxo quente e o frio;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Provavelmente a soldagem da placa dobrada não suportaria elevadas pressões de trabalho;</li> <li>• A chapa dobrada pode não suportar a pressão imposta durante a soldagem por difusão;</li> </ul>

### 3.3 TECNOLOGIAS DE RECHEIOS DESENVOLVIDAS

Dentre as técnicas listadas na Tabela 6, descartou-se em um primeiro momento duas das opções: usinagem de chapas e conformação de chapas. A usinagem de chapas (micro usinagem ou usinagem de precisão) apresentou, em uma pesquisa inicial, um elevado custo de fabricação. E descartou-se o processo de conformação tendo em vista a grande probabilidade da chapa conformada não suportar a pressão imposta durante a soldagem.

Outro ponto relevante na escolha dos processos foi o desenvolvimento de uma nova concepção de tecnologia de recheios de trocadores de calor compactos, proporcionando uma evolução da tecnologia e contribuindo assim para o estado da arte de trocadores de calor compactos. Portanto, dentre os procedimentos listados levou-se

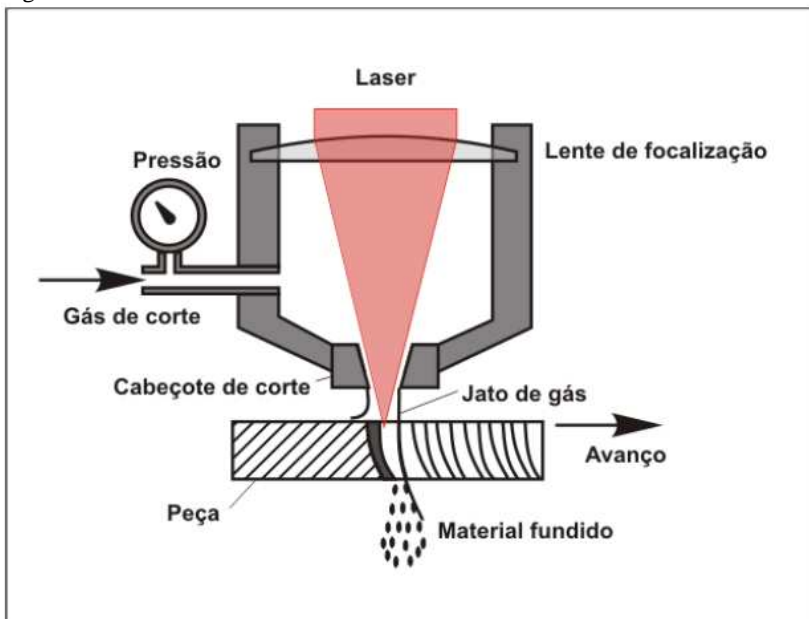
adiante os seguintes métodos de fabricação: corte a laser, corte a jato de água e soldagem de fios ou perfis.

Os processos de fabricação e de soldagem por difusão empregado nesses métodos serão descritos a seguir.

### 3.3.1 Corte a Laser

De acordo com Filho (2002), “o corte a laser é um processo de corte térmico no qual o feixe de laser, focalizado, fornece energia à peça. Esta, por sua vez, é transformada em calor, resultando no corte do material”. Dentre as suas diversas aplicações industriais, pode ser citado o corte de micropeças, corte de perfis complexos e confecção de próteses. A Figura 33 ilustra o mecanismo de corte a laser. Vale ressaltar que o diâmetro do feixe de laser é muito pequeno, variando normalmente entre 0,1mm e 0,3mm.

Figura 33 – Corte a laser.



Fonte: FILHO (2002).

As vantagens da utilização do corte a laser, comparado aos demais processos são: alta velocidade e boa qualidade de corte. Além

disso, é possível trabalhar com dimensões reduzidas (XIAO, 1996 apud FILHO, 2002).

A principal desvantagem para este tipo de fabricação neste projeto foi o fato de “o corte” a laser não ser indicado para corte de metais não ferrosos. Materiais como alumínio e cobre apresentam uma alta refletância, além de serem bons condutores de calor, o que provoca a dissipação da energia do feixe e dificulta o corte.

Devido à dificuldade inicial encontrada para o corte a laser de chapas de cobre, optou-se por realizar o corte em aço inoxidável para analisar a qualidade do processo de corte e verificar a viabilidade técnica deste método. O resultado do corte pode ser visto nas Figura 34 e Figura 35.

Figura 34 – Respingos na chapa de aço 1.



Figura 35 – Respingos na chapa de aço 2.



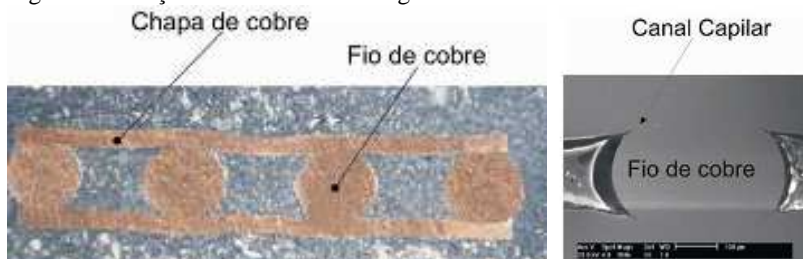
Nesta análise preliminar, foi possível observar que o corte a laser provocou ressaltos na região cortada (rebarba) e também respingos de metal fundido sobre o material, fatores que provavelmente impossibilitariam o processo de soldagem por difusão das chapas.

Portanto, devido às limitações apresentadas pelo corte a laser, o emprego desta tecnologia, para a fabricação dos recheios, foi descartada em um primeiro momento.

### 3.3.2 Soldagem de fios ou perfis entre chapas.

A ideia de empilhar várias camadas de fios entre chapas surgiu a partir da pesquisa de Paiva (2007) sobre minitubos de calor soldados por difusão, uma vez que, para a construção de um trocador de calor compacto é necessária a fabricação de canais de pequenas dimensões (poucos milímetros), pelos quais os fluidos quente e frio escoam, semelhantemente aos minitubos, permitindo assim uma elevada razão de área de superfície de transferência de calor por unidade de volume do equipamento. Porém, através do modelo apresentado anteriormente (item 2.7.3), constatou-se que esta configuração fios circulares-placas possui uma elevada perda de carga, ocasionada pelas ranhuras capilares, como pode ser visto na Figura 36 do trabalho de PAIVA (2007).

Figura 36 – Seção transversal da soldagem de fios de cobre.

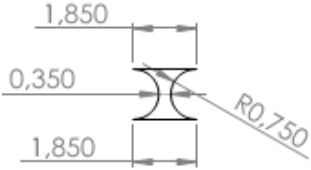
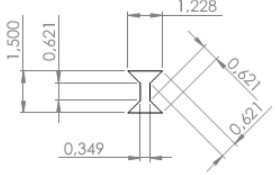
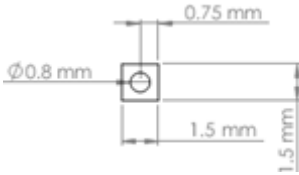
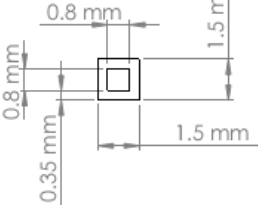
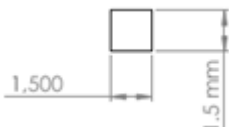


Fonte: PAIVA (2007).

Dando continuidade à proposta de empilhamento de fios, foi realizado um estudo para selecionar os principais tipos de perfis de fios que poderiam ser utilizados como recheio nos trocadores de calor, como pode ser visto na Tabela 7.



Tabela 7 – Tipos de perfis.

Perfil	Desenho
a) Perfil de cobre para canal circular	
b) Perfil de cobre para canal octogonal	
c) Perfil de cobre quadrado com um canal circular no interior	
d) Tubo de cobre quadrado	
e) Perfil de cobre quadrado maciço	

Como são peças da ordem de poucos milímetros e com perfis pouco convencionais, não foram encontrados muitos fabricantes nacionais que dispunham da tecnologia necessária para a fabricação dos perfis listados na Tabela 7. Na Figura 37 é possível visualizar alguns perfis de cobre disponíveis no mercado.

Figura 37 – Tubos de cobre disponíveis no mercado.



Fonte: TREFITAL (2013).

Devido às limitações envolvidas no processo de fabricação, apenas dois dos perfis listados na Tabela 7 foram fabricados: os tipos “d” e “e”. Além disso, para que pudessem ser produzidos, foi necessário realizar algumas adequações nas dimensões do projeto inicial, como evidenciado na Tabela 8.

Tabela 8 – Tipos de perfis fabricados.

Perfil	Desenho
f) Tubo de cobre quadrado	
g) Perfil de cobre quadrado maciço	

3.3.2.1 Tubo quadrado

Foram propostas duas configurações variando o posicionamento dos fios vazados: Fileiras separadas e fileiras juntas, Figura 38 e Figura 39, respectivamente.

Figura 38 – Tubos posicionados com fileiras separadas.

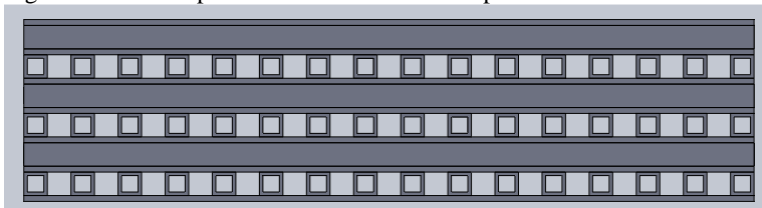
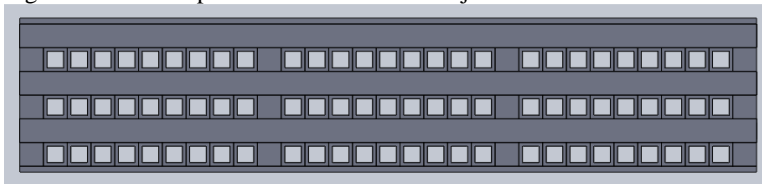
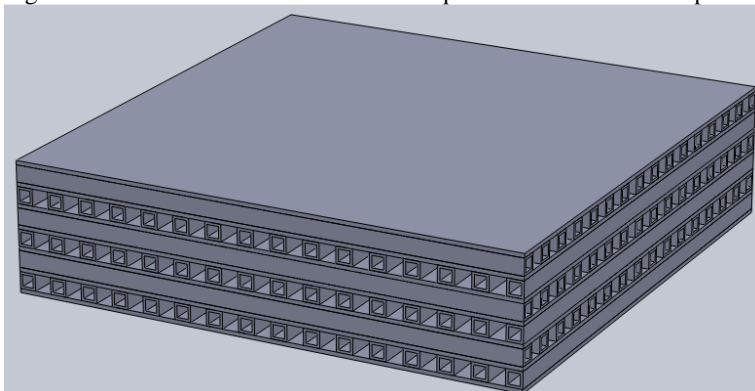


Figura 39 – Tubos posicionados com fileiras juntas.



Primeiramente, buscou-se fabricar um trocador de calor com tubos quadrados de 60 mm de comprimento separados entre si por uma distância de 2 mm (Figura 38). Os tubos foram dispostos em ângulo de 90 graus em camadas adjacentes, permitindo o escoamento cruzado entre o fluido frio e o quente. Entre as camadas de tubos foram inseridas chapas de cobre de 0,5 mm de espessura impedindo a comunicação entre os fluidos (ver Figura 40). Assim, o escoamento do fluido ocorre tanto pelo interior do tubo quadrado, como pelo novo canal quadrado formado pelo espaço entre os tubos, e com as laterais do tubo funcionando como aletas.

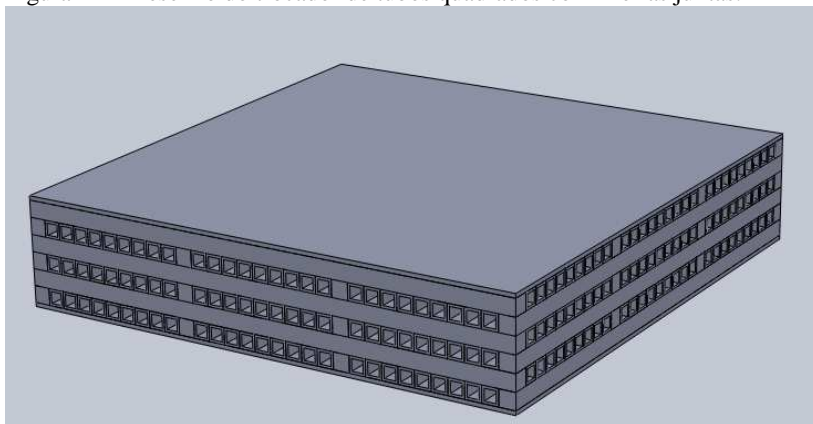
Figura 40 – Desenho do trocador de tubos quadrados com fileiras separadas.



Contudo, esse esquema de montagem não resistiu a pressão imposta pelo processo de fabricação de aproximadamente 0,8 MPa, impossibilitando que este tipo de trocador fosse fabricado.

Uma alternativa foi diminuir a distância entre os tubos e utilizar o caso mais extremo: um tubo ao lado do outro, sem espaçamento, com o objetivo de verificar se as paredes do tubo suportariam a pressão imposta para a realização da soldagem (Figura 41).

Figura 41 – Desenho do trocador de tubos quadrados com fileiras juntas.



Além disso, ainda foram inseridos fios maciços de perfil quadrado entre os tubos vazados com o intuito de aumentar a resistência mecânica do conjunto (Figura 42).

Figura 42 – Posicionamento dos tubos e fios quadrados de cobre.



Uma diferença em relação à primeira montagem foi a não utilização de chapas intermediárias, ou seja, utilizou-se a própria parede do tubo como meio de separação entre os fluidos. Dessa maneira,

economizou-se material e diminuiu-se a espessura de parede entre o fluido quente e frio, aumentando a eficiência de troca térmica.

A montagem do conjunto foi realizada na seguinte sequência: primeiramente uma chapa de cobre de 0,5 mm foi posicionada sobre a matriz, servindo de base para o empilhamento. Em seguida, foram posicionados cuidadosamente os tubos um ao lado do outro, sendo que a cada nove tubos quadrados vazados foi colocado um fio quadrado maciço (ver Figura 43), que tinha a função de fornecer maior resistência mecânica ao conjunto.

Figura 43 – Posicionamento da primeira camada dos tubos quadrados de cobre.



Após o posicionamento da chapa base e da primeira camada de tubos, as demais camadas foram empilhadas, formando noventa graus entre cada uma delas (Figura 44) e em cima da última camada foi inserida uma chapa de 0,5mm de cobre, produzindo, assim, um trocador de fluxo cruzado (Figura 45).

Figura 44 – Posicionamento da primeira e segunda camada dos tubos quadrados de cobre.



Figura 45 – Empilhamento das demais camadas e posicionamento da chapa superior.



Após todo o conjunto ter sido montado sobre a matriz inferior, foi posicionada a matriz superior e, em seguida, foi aplicada a pressão pelo torque dos parafusos e todo o conjunto foi levado ao forno para a soldagem.

Primeiramente, foi produzido um protótipo com apenas duas camadas de tubos e o resultado pode ser visto nas Figura 46 e Figura 47. Nestas figuras também aparecem o tubo e o fio quadrado utilizados na fabricação.

Figura 46 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas de duas camadas, vista frontal.

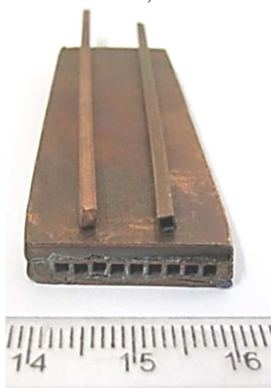
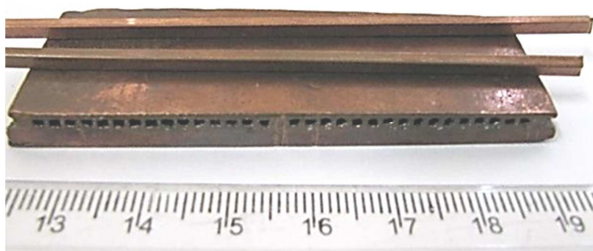


Figura 47 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas de duas camadas, vista lateral.



As Figura 48 e Figura 49 apresentam o protótipo do trocador de calor de tubos quadrados com mais de duas camadas. Este protótipo foi produzido para verificar a consequência do empilhamento de diversas camadas no processo de fabricação e também para avaliar a influência deste empilhamento na soldagem por difusão. Ele possui doze milímetros de altura, sessenta de largura e sessenta de comprimento.

Como os tubos e fios quadrados foram cortados manualmente, então não foi possível produzi-los com exatamente 60 milímetros de comprimento (tamanho desejado de fabricação), logo foi necessário cortá-los com um tamanho maior, aproximadamente 70 milímetros e após o conjunto ter sido montado e soldado, o excesso do comprimento foi cortado, permitindo assim que o equipamento ficasse com as dimensões desejadas.

Figura 48 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas, vista frontal.



Figura 49 – Protótipo de trocador de tubos quadrados com fileiras juntas.



Após a soldagem das duas amostras, foi constatado por uma simples análise visual que a soldagem não ficou uniforme, podendo-se observar algumas falhas ao longo da peça.

As falhas de união ocorreram principalmente no meio das paredes superiores e inferiores do tubo, isto porque as paredes do tubo eram muito finas, de forma que, quando era aplicada a pressão de soldagem, as paredes superiores e inferiores dos tubos não suportavam, ocorrendo deformação no meio delas. Logo, como não se estabeleceu contato da região central da parede superior e inferior do tubo com a outra superfície, não ocorreu a soldagem (Figura 50).

Figura 50 – Falha na soldagem.



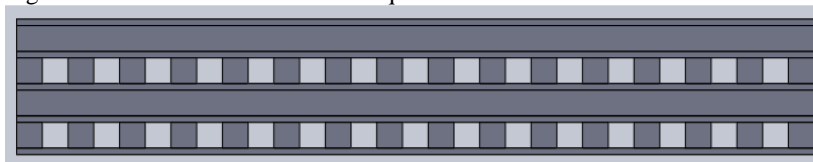


Por fim, foi possível constatar que os fios possuíam deformações acentuadas provenientes do próprio processo de fabricação por extrusão: os tubos apresentavam uma torção em torno do seu eixo, não existindo assim qualquer superfície plenamente plana, impossibilitando a fabricação de trocadores com mais de 15 centímetros.

### 3.3.2.2 Fio quadrado

Para a fabricação do protótipo utilizando fios quadrados, foi proposta a seguinte configuração: fios quadrados em fileiras, separados por um espaço de dois milímetros, como mostrado na Figura 51 - sendo posicionada uma chapa de cobre de 0,5 mm para separar cada uma das fileiras de tubos. É importante ressaltar que os fios quadrados de cobre tinham 2 mm aresta.

Figura 51 – Posicionamento dos fios quadrados.



A fabricação deste tipo de trocador seguiu basicamente, a mesma técnica descrita no item anterior.

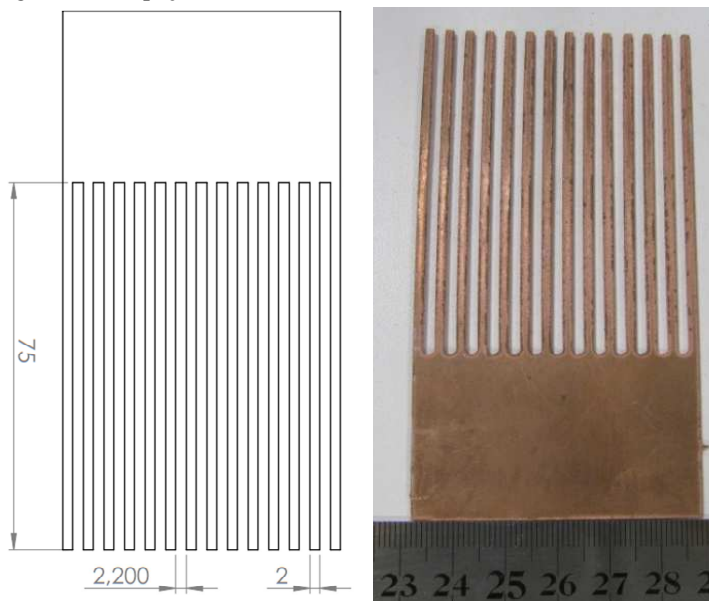
Para conseguir produzir um equipamento de 60 mm de largura por 60 mm de comprimento, foi necessário cortar os fios com aproximadamente 70 mm de comprimento, pois assim o material excedente poderia ser retirado por alguma ferramenta de corte após a soldagem. A chapa intermediária foi cortada no formato de um quadrado de aproximadamente 60 mm de aresta.

Para a primeira tentativa, os fios foram posicionados manualmente. Primeiro foi marcada, na chapa, a posição dos fios e, em seguida, utilizando uma solda ponto, os fios foram soldados um por um sobre a chapa. Contudo, este processo apresentou algumas desvantagens, tais como: elevado tempo gasto para a realização da solda ponto de todos os fios, e diversas marcas de solda ponto no conjunto - fatores que poderiam inviabilizar a produção desse equipamento no futuro.

Portanto, uma alternativa mais simples para o posicionamento dos fios sobre a chapa foi utilizada, onde, ao invés de posicionar manualmente fio por fio sobre a chapa, foi utilizado um espaçador para

fazer isso. Este espaçador foi confeccionado com canais de 2,2 mm de largura e 75 mm de comprimento em uma chapa de cobre de 1 mm de espessura, como pode ser visto na Figura 52. Assim, os fios quadrados poderiam ser inseridos nos canais do espaçador e ficariam separados por uma distância de aproximadamente 2 mm.

Figura 52 – Espaçador de cobre.



Foram cortados novamente fios quadrados com 70 mm de comprimento e chapas intermediárias (de separação dos fluxos) com 60 mm de largura e com 60 mm de comprimento.

Após os fios quadrados e as chapas estarem cortados, foi necessário realizar a solda ponto de dois fios sobre a chapa, um em cada extremidade, como mostrado na Figura 53.

Figura 53 – Chapa com fios soldados por solda ponto e fios quadrados cortados.



Foi realizada a solda ponto desses dois fios sobre a chapa para que se pudesse fixar o espaçador sobre a chapa, de uma maneira que ele ficasse preso pelos fios laterais. Dessa maneira, o espaçador não se movimentou sobre a chapa e, como consequência, os fios posicionados dentro dos canais permaneceram firmes nas posições desejadas (ver Figura 54).

Logo, após o espaçador ter sido posicionado sobre a chapa, os fios quadrados foram inseridos nos canais do espaçador, resultando no que pode ser observado na Figura 55.

Figura 54 – Espaçador posicionado sobre a chapa.

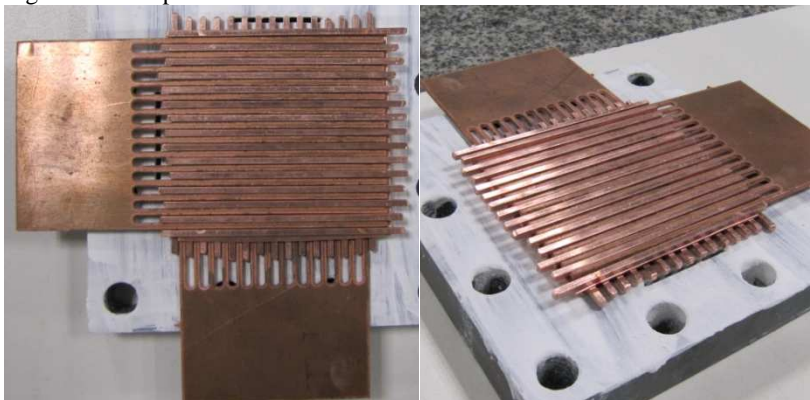


Figura 55 – Fios posicionados nos canais do espaçador.



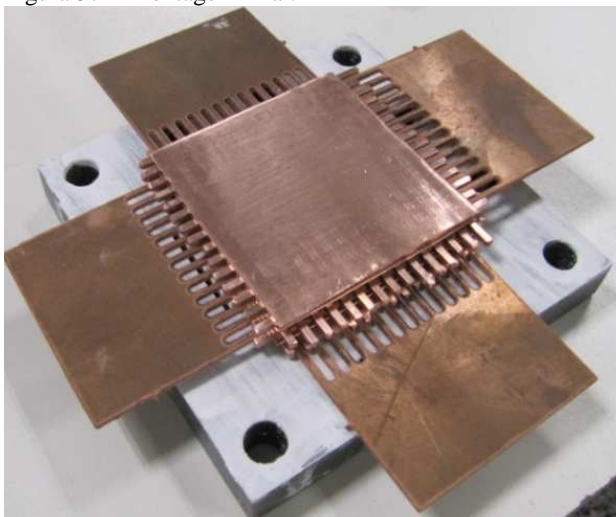
Com esse conjunto montado, foi possível construir o equipamento de uma maneira mais simples e prática se comparado com o posicionamento manual dos fios. Na primeira etapa da montagem inseria-se uma camada desse conjunto sobre a matriz de aço inox, e em seguida posicionava-se a segunda, de tal forma que os fios formassem um ângulo de  $90^\circ$  (Figura 56).

Figura 56 – Empilhamento das camadas sobre a matriz.



Continuava-se o processo de empilhamento, inserindo as demais camadas, sempre formando  $90^\circ$  entre cada uma. Após a conclusão do empilhamento, a chapa final de cobre era inserida sobre a última camada, finalizando a montagem do protótipo (ver Figura 57).

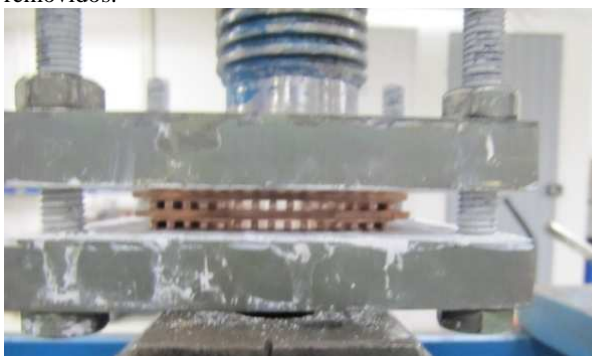
Figura 57 – Montagem final.



Com a montagem concluída, os parafusos dos quatro cantos foram inseridos e a matriz superior posicionada sobre o conjunto. Contudo, para evitar o deslizamento das camadas aplicou-se uma pré-carga no protótipo, como descrito anteriormente, para em seguida realizar o aperto dos parafusos.

Por último, foi necessário realizar a remoção dos espaçadores do protótipo. Como os espaçadores tinham metade da espessura do fio quadrado, eles não estavam sujeitos à carga aplicada, então bastou puxá-los para que eles fossem retirados (Figura 58).

Figura 58 – Matrizes sujeitas a uma pré-carga, com os espaçadores já removidos.



Para finalizar a fabricação, os demais parafusos foram inseridos nas matrizes e o torque necessário foi aplicado, para, em seguida, levar o conjunto ao forno para a soldagem por difusão.

O resultado da fabricação é mostrado na Figura 59 e o resultado final, depois do corte dos fios excedentes, é mostrado nas Figura 60 e Figura 61.

Figura 59 – Protótipo de fios quadrados de cobre após a soldagem.

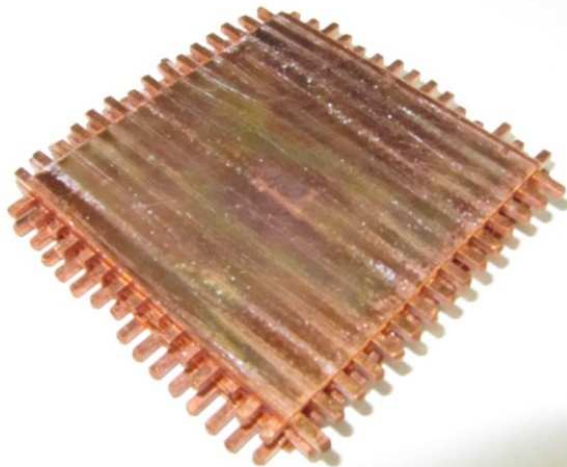


Figura 60 – Resultado final do trocador tipo fio quadrado 1.

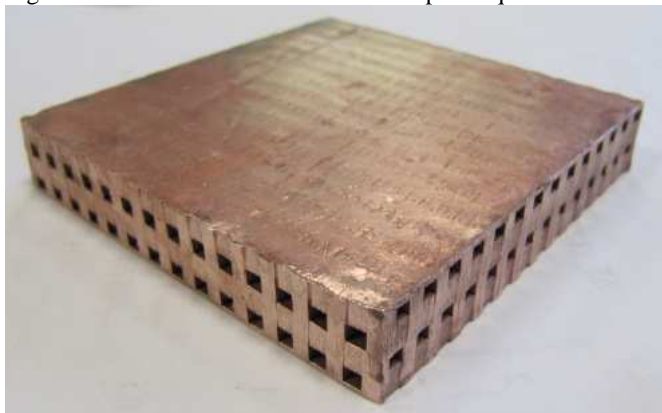
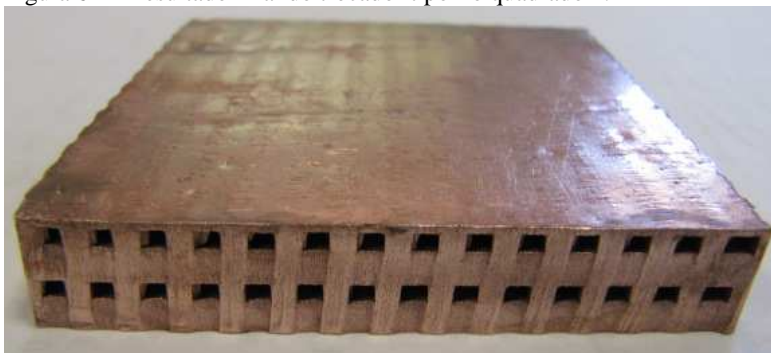


Figura 61 – Resultado final do trocador tipo fio quadrado 2.



### 3.3.2.3 Fio circular

Além da utilização do tubo quadrado e do fio quadrado para a produção do recheio do trocador, também se utilizou fio circular para a produção de um protótipo.

Apesar de ter sido demonstrado no item 2.7.3 que a perda de carga do trocador utilizando fios circulares é muito maior que nos demais casos, optou-se por fabricar o protótipo para demonstrar que a concepção do empilhamento de fios circulares, tecnologia desenvolvida por Paiva (2007), era possível, ainda que não seja recomendada para trocadores de calor compactos.

O processo de fabricação adotado para a produção deste recheio foi o mesmo utilizado no item anterior para fios quadrados. Os fios circulares utilizados possuíam diâmetro de 2 mm e foi produzido um protótipo de 60 mm de largura e 60 mm de comprimento, composto por 4 camadas de recheio. Vale ressaltar que os fios soldados nas extremidades da chapa plana por meio da solda ponto foram fios quadrados ao invés dos circulares. Isso foi feito, pois o fio quadrado tem uma área de contato maior para a realização da solda ponto do que o circular, permitindo assim que eles fiquem mais firmes sobre a chapa para o posicionamento do espaçador.

Com os fios soldados nas extremidades laterais da chapa de cobre foi então inserido o espaçador entre eles. Os fios circulares foram posicionados nos canais do espaçador, e em seguida as camadas foram empilhadas, sempre com os fios formando 90° entre chapas adjacentes, como mostrado na Figura 62 e Figura 63.



Figura 62 – Espaçadores com fios circulares empilhados.

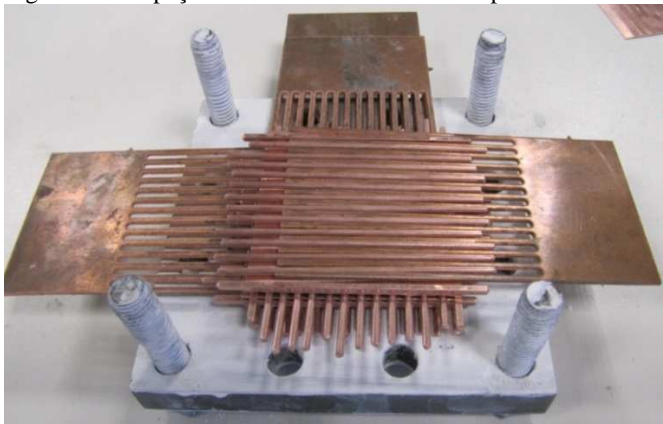


Figura 63 – Espaçadores com fios circulares empilhados, vista frontal.



Depois das camadas terem sido empilhadas, foi inserido sobre o conjunto a chapa quadrada final de cobre (de 60 milímetros por 60 milímetros), finalizando a montagem do protótipo (Figura 64).

Figura 64 – Montagem do trocador de recheio de fios circulares de cobre.





A matriz superior e os parafusos localizados nos quatro cantos foram colocados, para então o conjunto ser levado à prensa hidráulica para aplicação da pré-carga necessária. Após a aplicação da pré-carga os espaçadores foram removidos e os parafusos apertados, como mostrado na Figura 65. Em seguida os demais parafusos foram posicionados e foi aplicado o torque (Figura 66).

Figura 65 – Aplicação da pré-carga no trocador de fios circulares de cobre.

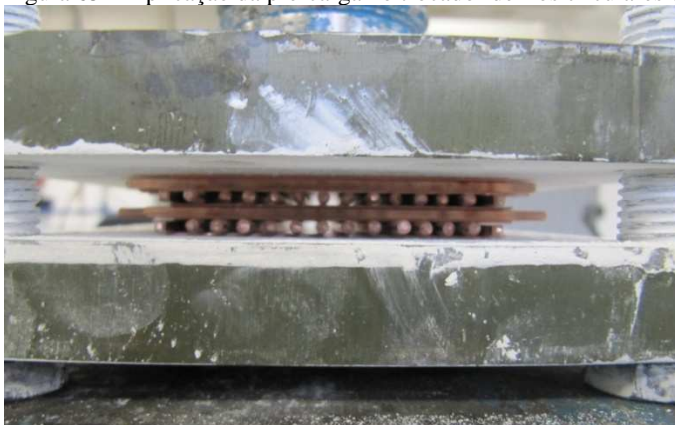
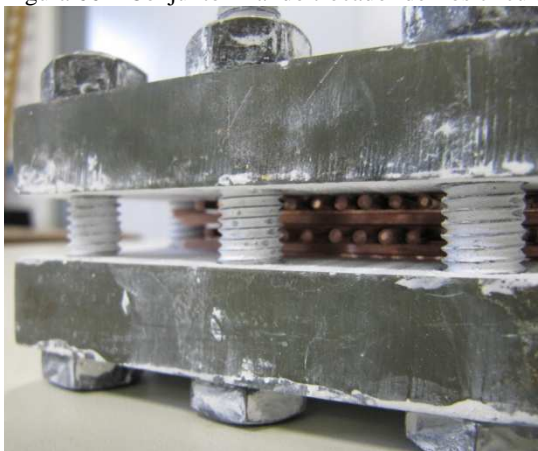


Figura 66 – Conjunto final do trocador de fios circulares de cobre montado.



O resultado do protótipo, após a realização da soldagem e do corte dos fios excedentes pode ser visualizado nas Figura 67 e Figura 68. Conforme comentado anteriormente, esta tecnologia não é indicada para

trocadores de calor compactos em virtude da perda de carga causada pelo efeito capilar dos cantos do canal. Contudo, esta técnica poderia ser empregada para a fabricação de tubos de calor de diversas camadas, dando continuidade ao estudo e à tecnologia desenvolvida por Paiva (2007).

Figura 67 – Resultado final do protótipo de trocador de fios circulares 1.



Figura 68 – Resultado final do protótipo de trocador de fios circulares 2.



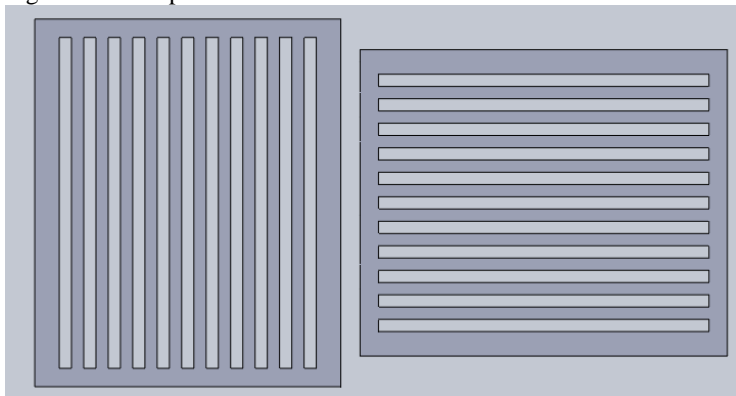
### 3.3.3 Corte a Jato de Água

Este processo de corte foi utilizado como uma alternativa ao processo de corte a laser, pois com ele seria possível cortar materiais não ferrosos, como o cobre. Preliminarmente, algumas peças foram cortadas e constatou-se que nesse processo não ocorriam respingos e as rebarbas resultantes eram pequenas, portanto provavelmente elas não influenciariam na soldagem.

A primeira concepção de placas cortadas a jato de água é apresentada na Figura 69. Através do corte a jato de água seriam construídos canais fechados em uma chapa metálica. Com isso, seria possível obter uma melhor precisão no posicionamento dos canais

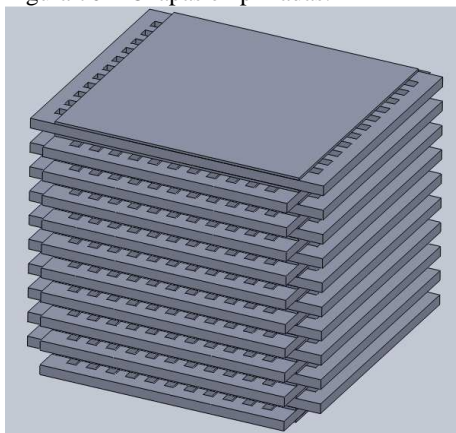
durante o empilhamento das chapas se comparado ao empilhamento dos fios.

Figura 69 – Chapa cortada com canais.



Entre as placas cortadas seriam inseridas chapas metálicas de 0,5 mm de espessura, impedindo, desse modo, a comunicação entre o fluido quente e frio. O resultado esperado, após o empilhamento, está ilustrado na Figura 70.

Figura 70 – Chapas empilhadas.



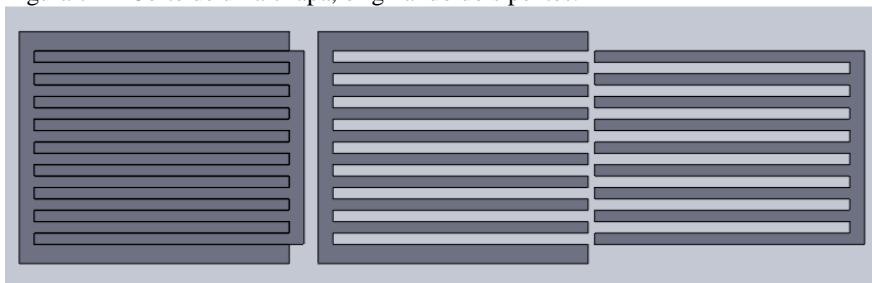
Entretanto, após o processo de soldagem por difusão, seria necessário cortar o material excedente de todas as laterais, aumentando assim os custos e a mão-de-obra do processo. A partir dessa concepção,

surgiram outras duas, denominadas neste estudo de placas em formato de “Pente” e placas em formato de “Pente aproveitado”.

### 3.3.3.1 Trocador tipo Pente aproveitado

A concepção deste tipo de montagem foi criar, a partir de apenas um corte, duas camadas do trocador. Com esta nova configuração, as chapas seriam cortadas no formato de dois pentes unidos, evitando o desperdício de material, como pode ser visto na Figura 71.

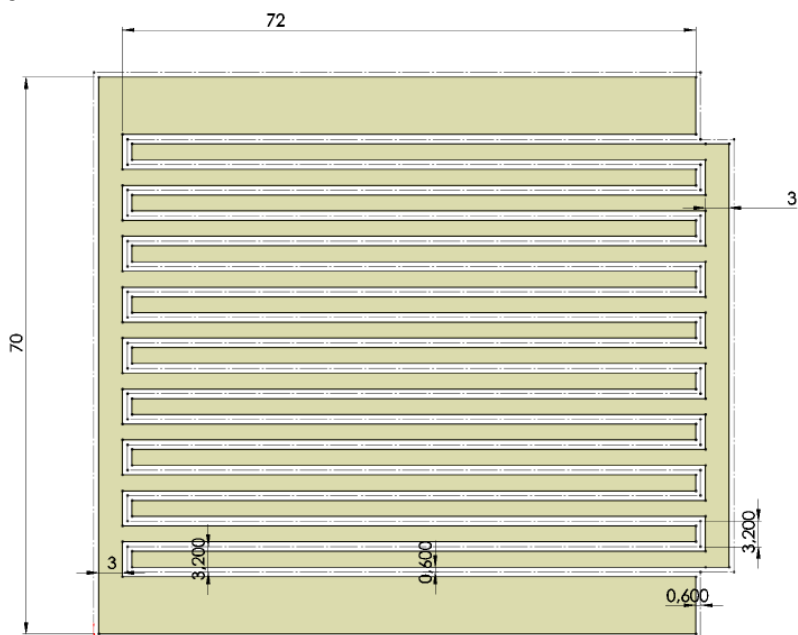
Figura 71 – Corte de uma chapa, originando dois pentes.



A princípio pensou-se em adotar como processo de corte para fabricação dos canais o corte a laser, contudo, como comentado anteriormente, este tipo de corte resulta em respingos de material fundido sobre a chapa, impossibilitando assim a soldagem da peça por difusão.

Assim, optou-se por utilizar o corte a jato de água para a fabricação desta nova concepção. Contudo, o corte a jato apresenta um empecilho para a fabricação dessas peças: a espessura do corte a jato de água é de 1,2 mm (diâmetro do jato), ou seja, 1,2 mm de material serão consumidos no momento do corte. Portanto, foi necessário fazer uma adequação do projeto levando em consideração a espessura do corte, resultando no desenho da Figura 72, onde as linhas tracejadas representam o percurso que foi feito pela máquina de corte, e as regiões hachuradas representam as peças produzidas. Com essa geometria de corte as paredes das peças ficaram com 2 mm de largura e os canais de ambas as peças ficaram com 4,4 mm.

Figura 72 – Geometria de corte.

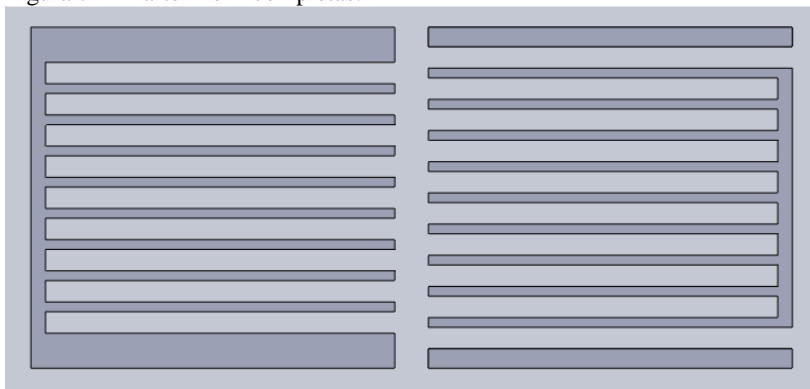


Devido à espessura do corte a jato de água, não foi possível fabricar pentes com a mesma dimensão. O resultado final do corte pode ser visto na Figura 73. Na Parte A observa-se a existência de um canal a mais que na Parte B, consequentemente a peça é mais larga. Então para que ambas as partes ficassem com a mesma largura foi necessário projetar as paredes laterais da Parte A mais largas, para acrescentar à Parte B duas peças retangulares que funcionariam como as paredes laterais para esta camada, como pode ser visualizado na Figura 74.

Figura 73 – Resultado do corte: Parte A e Parte B.



Figura 74 – Parte A e B completas.



A espessura da chapa da qual foram fabricadas as Partes A e B foi de 2 mm, já as chapas intermediárias, que separam os fluxos, possuíam uma espessura de 0,5 mm, e as mesmas dimensões das partes A e B: um retângulo de 70 mm por 75 mm.

O primeiro passo da montagem do trocador foi unir as Partes A e B às chapas intermediárias utilizando a solda ponto, facilitando assim o empilhamento das camadas. Para a camada produzida a partir da Parte B foram, primeiramente, posicionadas as duas peças retangulares nas laterais da chapa intermediária, que foram fixadas através da solda ponto. Em seguida, a Parte B foi soldada no conjunto, garantindo espaçamento lateral de 2 mm em relação às peças retangulares laterais. Essas duas etapas podem ser vistas na Figura 75.

Figura 75 – Parte B ligada à chapa intermediária por solda ponto.



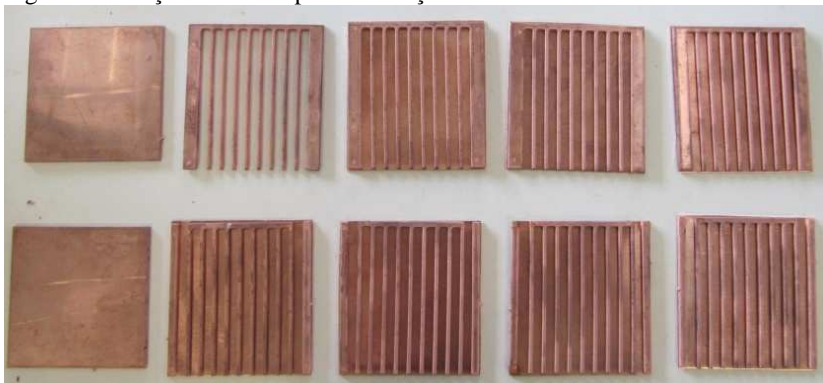
Em seguida, o mesmo procedimento de montagem foi aplicado à Parte A, onde as quatro extremidades da peça foram ligadas à chapa intermediária por meio da solda ponto, como mostrado na Figura 76. O processo de união da Parte A com a chapa intermediária foi mais simples, visto que era necessário unir apenas uma peça, ao invés de três como no caso anterior. Além disso, a largura da Peça A era a mesma da chapa intermediária, facilitando assim o posicionamento do conjunto.

Figura 76 – Parte A ligada à chapa intermediária por solda ponto.



As chapas intermediárias unidas com as Partes A e B podem ser vistas na Figura 77, totalizando um trocador de calor de oito camadas (quatro para passagem do fluxo frio e quatro do fluxo quente). As chapas externas do trocador (primeira e última) foram feitas em uma chapa de 2 mm de espessura com um formato quadrático de 70 mm de aresta.

Figura 77 – Peças utilizadas para fabricação do trocador.



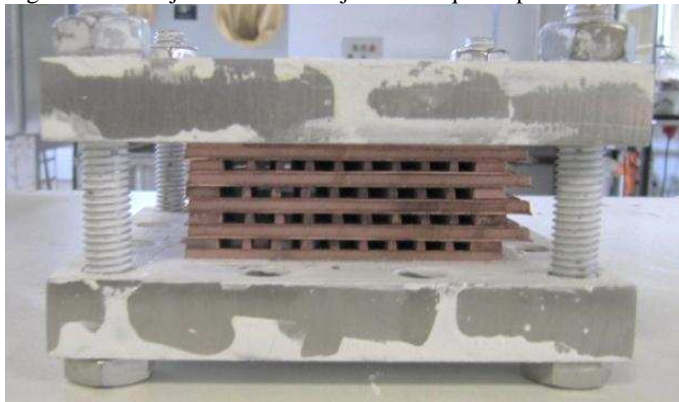
Com as camadas prontas, foi necessário realizar o empilhamento do conjunto. Primeiro uma das chapas externas (de 2mm de espessura) foi posicionada sobre a matriz. Em seguida as demais camadas do trocador foram colocadas, de forma a garantir um ângulo de 90° entre as camadas, produzindo assim um trocador de fluxo cruzado. Tomou-se o cuidado para intercalar as Partes A e B de forma que as camadas de um mesmo lado sempre tivessem o mesmo número de canais. O resultado final do empilhamento das camadas pode ser visualizado na Figura 78.

Figura 78 – Vista frontal e lateral do empilhamento das Partes A e B.



Após todas as camadas estarem posicionadas, foram inseridos os parafusos dos quatro cantos na matriz inferior e colocada a matriz superior. Para que as camadas não se movessem com o apertar dos parafusos, novamente foi utilizada a prensa hidráulica para aplicar uma pré-carga ao conjunto e, assim, mantê-lo unido para o aperto dos parafusos (Figura 79). Em seguida, o restante dos parafusos foram inseridos e foi aplicado o torque.

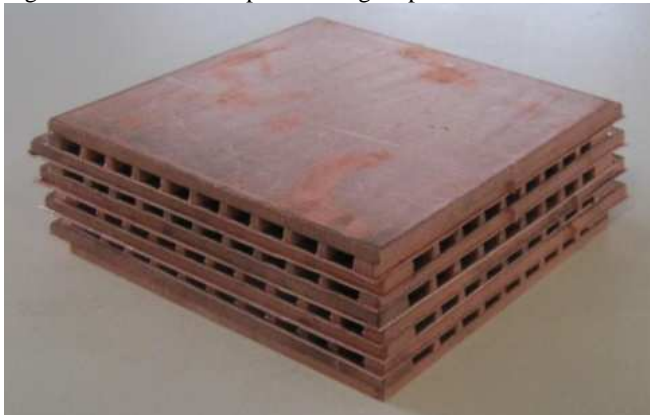
Figura 79 – Conjunto montado e já com os quatro parafusos.





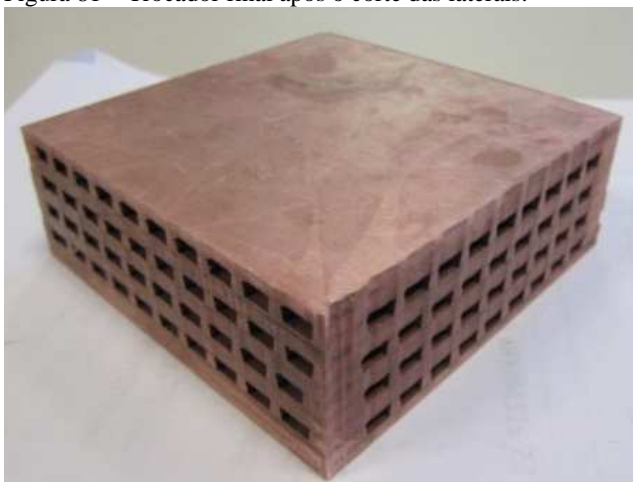
O resultado após a soldagem por difusão é mostrado na Figura 80.

Figura 80 – Resultado após a soldagem por difusão.



Com esta concepção de fabricação sempre existirá material em excesso em duas das quatro laterais do trocador, por isso utilizou-se o próprio corte a jato para eliminar o excesso. O resultado final pode ser visualizado na Figura 81, onde o protótipo produzido possui escoamento de fluxo cruzado, 23,5 mm de altura e uma base quadrática de 72 mm de aresta.

Figura 81 – Trocador final após o corte das laterais.

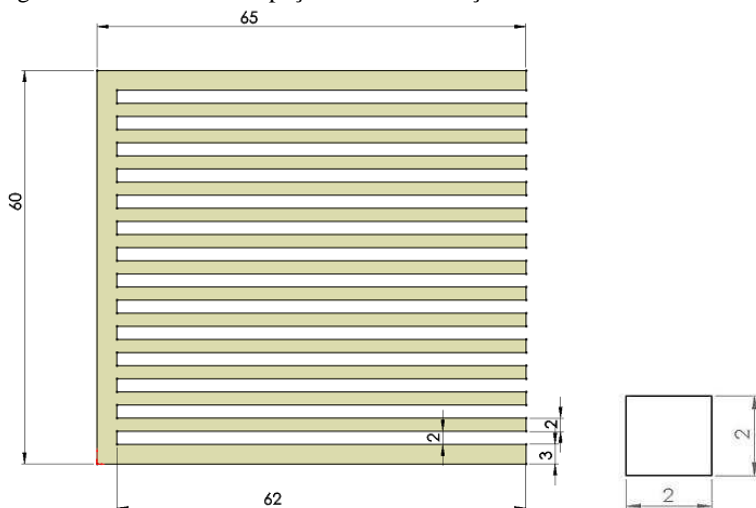


### 3.3.3.2 Trocador tipo Pente

A última concepção desenvolvida para a fabricação de recheios de trocadores de calor compactos foi denominada placa tipo “pente”. A ideia utilizada neste trocador foi muito parecida com a do trocador tipo “pente aproveitado”, com a diferença de que, em cada corte, apenas um pente seria formado.

A vantagem desta configuração em relação a anterior é a possibilidade de fabricar todas as placas com os canais com as mesmas dimensões. Já a desvantagem é o desperdício do material devido ao corte. As principais dimensões da peça (“Pente”) produzida e o detalhe da seção transversal do canal são apresentados na Figura 82.

Figura 82 – Dimensões da peça e detalhe da seção transversal do canal.



A peça foi projetada de forma que os canais resultantes fossem de seção transversal quadrada, de 2 mm de aresta, sendo, portanto produzida a partir de uma chapa de cobre de 2 mm de espessura. Já a chapa intermediária de 0,5 mm de espessura foi confeccionada com as seguintes dimensões: 60 mm de largura e 60 mm de comprimento. A imagem de ambas as peças (“pente” e chapa intermediária) são mostradas na Figura 83.

Figura 83 – Chapa intermediária e peça de recheio.

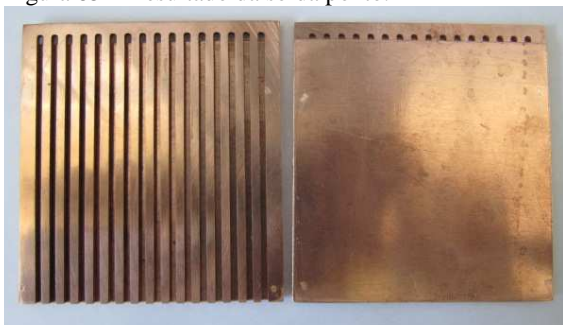


A primeira etapa da fabricação deste trocador foi realizar a união das peças “Pente” com as chapas intermediárias para facilitar o processo de empilhamento das camadas. Para fazer essa união, foi utilizada a solda ponto, ligando os quatro cantos da chapa intermediária ao “Pente”, como mostrado na Figura 84. O resultado final pode ser visto na Figura 85.

Figura 84 – Detalhe da solda ponto.



Figura 85 – Resultado da solda ponto.



De forma geral, o recheio desse trocador de calor foi formado pelo empilhamento alternado entre chapas planas e finas (chapas intermediária) e placas em formato de pente de cobre. Os pentes foram defasados em 90 graus, de modo a possibilitar escoamento cruzado entre o fluido quente e frio.

Com o intuito de melhorar o posicionamento das placas durante o empilhamento foi fabricada uma matriz com rasgos para possibilitar a inserção de dois batentes. Este dispositivo foi idealizado com o objetivo de alinhar corretamente as placas durante a prensagem. À medida que as placas foram colocadas umas sobre as outras, o batente as mantinha alinhadas. O processo de empilhamento é mostrado na Figura 86.

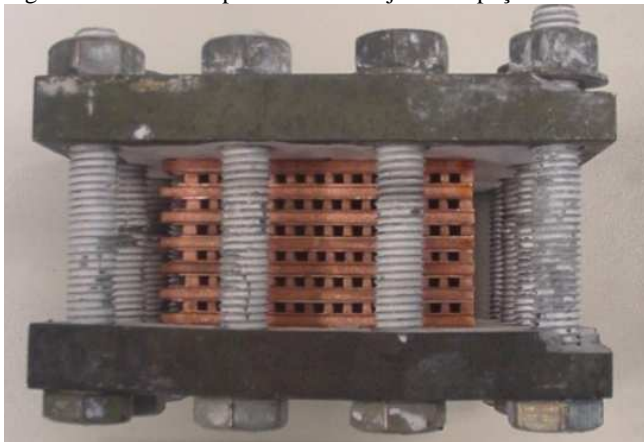
Figura 86 – Empilhamento das camadas do trocador tipo “Pente”.



Após o empilhamento das camadas, a matriz superior foi colocada sobre a pilha formada, bem como os parafusos dos quatro cantos da matriz. Novamente, para evitar o desalinhamento do conjunto durante o aperto dos parafusos, aplicou-se uma pré-carga com o auxílio

da prensa hidráulica. Em seguida, retiraram-se os anteparos e, por fim, os parafusos restantes foram inseridos. Finalizando o processo, aplicou-se o torque nos parafusos e o resultado final dessa montagem é apresentado na Figura 87.

Figura 87 – Matrizes prensando o conjunto de peças.

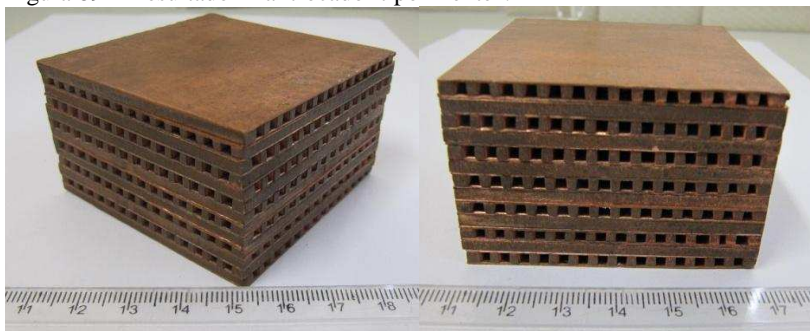


O contato da chapa intermediária com as superfícies superior e inferior do pente caracteriza a área de soldagem por difusão. Ao final do processo obteve-se um bloco de cobre com canais quadrados em seu interior, como mostrado na Figura 88. A Figura 89 apresenta o protótipo final, após a retirada do excesso de materiais nas laterais, por corte a jato de água.

Figura 88 – Resultado da soldagem, trocador tipo “Pente”.



Figura 89 – Resultado final trocador tipo “Pente”.



### 3.4 CARACTERÍSTICAS DOS PROTÓTIPOS FABRICADOS

As características geométricas de todos os trocadores de calor fabricados são apresentadas na Tabela 9, contudo, as medidas apresentadas são medidas ideais baseadas nos desenhos técnicos, não sendo levadas em consideração as possíveis alterações resultantes do processo de soldagem.

Estas características são válidas para apenas um dos lados do equipamento (quente ou frio), contudo, como todos os protótipos, com exceção do “Pente aproveitado”, apresentam a mesma geometria em ambos os lados, então as características listadas na Tabela 9 tornam-se válidas para ambos os lados do trocador.

No caso do “Pente aproveitado”, como cada lado apresenta uma geometria específica, então as características de ambos os lados (lado com os “pentes Parte A” e lado com os “pentes Parte B”) também foram listadas.

Tabela 9 – Características geométricas dos trocadores fabricados.

	<b>Tubo quadrado</b>	<b>Fio quadrado</b>	<b>Fio circular</b>	<b>Pente aproveitado Parte A /Parte B</b>	<b>Pente</b>
$b$ (m)	0,0014	0,002	0,002	0,002 / 0,002	0,002
$r_h$ (m)	0,00035	0,0005	0,00077	0,0006875 / 0,0006875	0,0005
$e$ (m)	0,0006	0,002	0,00157	0,002 / 0,002	0,002
$a$ (m)	0,0006	0,0005	0,0005	0,0005 / 0,0005	0,0005
$L$ (m)	0,062	0,058	0,06	0,07 / 0,07	0,06
$H$ (m)	0,013	0,0105	0,0105	0,023	0,035
$V$ (m <sup>3</sup> )	0,0000499	0,0000353	0,0000378	0,0001152	0,000126
$A_{fr,l}$ (m <sup>2</sup> )	0,00081	0,00061	0,00063	0,00165 / 0,00165	0,00210
$A_{tot,l}$ (m <sup>2</sup> )	0,0281	0,0130	0,0223	0,0323 / 0,0358	0,0470
$A_{tot}$ (m <sup>2</sup> )	0,0562	0,0260	0,0446	0,0681	0,094
$A_{livre,l}$ (m <sup>2</sup> )	0,000159	0,000112	0,000126	0,000317 / 0,000352	0,000392
$\beta$ (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	1742	965	1547	822,8 / 914,3	933
$\tau$ (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	562,8	367,0	589,3	260,1 / 311,1	373,3
$\sigma$	0,197	0,184	0,200	0,197 / 0,219	0,187
$\alpha$ (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	1126,2	736,5	1179,9	591,1	746,0

Nesta tabela,  $b$  é o espaçamento entre placas,  $r_h$  é o raio hidráulico do canal,  $e$  a espessura das aletas,  $a$  é a espessura da chapa intermediária que separa os fluidos,  $L$  é o comprimento do escoamento,  $H$  é a altura do trocador,  $V$  o volume total do trocador,  $A_{fr}$  é a área frontal de cada lado,  $A_{tot,l}$  é a área de transferência de calor de cada um dos lados do trocador,  $A_{tot}$  é a área total de transferência de calor do equipamento,  $A_{livre}$  é a área de fluxo livre de um dos lados do trocador,  $\beta$  é o grau de compactação do recheio,  $\tau$  é a densidade superficial,  $\sigma$  é a porosidade e  $\alpha$  é o grau de compactação do equipamento.





## 4 TESTES E RESULTADOS

Na primeira parte deste capítulo serão apresentadas as metodologias e os procedimentos de soldagem por difusão empregados durante os testes realizados no Centro de Pesquisas de Jülich na Alemanha. Nesses testes foi utilizado um forno de soldagem por difusão com pistão hidráulico para a confecção de amostras de cobre e aço inoxidável. Em seguida, serão apresentados os resultados dos ensaios de tração e cisalhamento e das análises microestruturais realizadas na Alemanha.

Em seguida, serão apresentados os resultados das amostras soldadas por difusão no Labtucal, onde foi analisada a influência dos parâmetros pressão e temperatura na soldagem por difusão do cobre, utilizando como critério de avaliação os ensaios de tração e cisalhamento.

Na terceira parte do capítulo serão descritos os procedimentos de fabricação do trocador de calor tipo pente, sendo detalhada a metodologia dos testes de transferência de calor realizados. Posteriormente, os resultados obtidos com o trocador tipo pente serão comparados com outros trocadores de calor compactos existentes. E, por fim, os resultados experimentais serão comparados com os resultados obtidos através dos modelos matemáticos descritos no item 2.7.

### 4.1 EXPERIMENTOS NO CENTRO DE PESQUISAS DE JÜLICH

Com o objetivo de aprimorar as técnicas de soldagem e/ou operação em fornos de soldagem por difusão, foram realizados alguns experimentos no Centro de Pesquisas de Jülich (*Forschungszentrum Jülich*) na Alemanha.

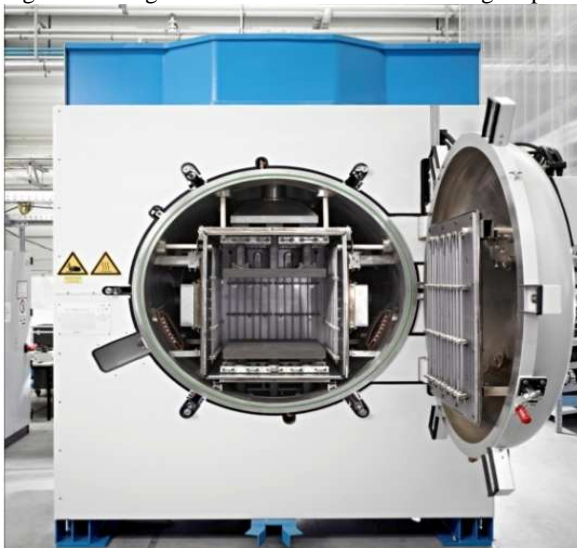
O Instituto atua em diversas áreas, como Engenharia e Energia, Tecnologia da Informação e Saúde. As pesquisas foram realizadas no setor de Engenharia e Novas Tecnologias, mais precisamente no Laboratório de Tecnologias de Soldagem e de Materiais. O laboratório dispõe de um forno de alto vácuo específico para soldagem por difusão (ver Figura 90).

O forno é composto por um impulsor hidráulico que realiza a prensagem da matriz sobre as amostras, garantindo assim uma melhor distribuição da pressão e um maior paralelismo entre as matrizes, comparando-se com o que foi possível obter no Labtucal, empregando os procedimentos descritos no capítulo anterior. Além de conseguir aplicar a pressão de uma forma uniforme, este equipamento ainda pode

trabalhar com elevadas temperaturas, em um grande período de tempo e em atmosfera controlada a vácuo.

A câmara de soldagem apresenta uma base de 300 mm por 300 mm e uma altura de 300 mm. A força máxima e mínima que os pistões conseguem aplicar são 1500 e 7,5 kN, respectivamente e a máxima temperatura de trabalho é de 1400 °C. Contudo, deve-se tomar um cuidado extra quando se trabalha com a máxima força, pois neste caso a máxima temperatura permitida é de apenas 1000°C. O equipamento é capaz de atingir vácuo de aproximadamente  $10^{-6}$  mbar.

Figura 90 – Figura ilustrativa do forno de soldagem por difusão.



Fonte: PVATEPLA.

Com o intuito de comparar os métodos de soldagem por difusão empregados no LABTUCAL (conjunto matriz - parafusos) com os do Centro de Pesquisas de *Jülich*, foram projetadas e confeccionadas no LABTUCAL amostras de cobre e de aço inoxidável para serem soldadas no Laboratório de Tecnologias de Soldagem e de Materiais de *Forschungszentrum Jülich*, as quais foram submetidas, posteriormente, aos ensaios de tração e de cisalhamento. Além disso, também foram levadas amostras para a confecção de uma camada de recheio utilizando a tecnologia tipo “pente”, mas, por questão de facilidade de montagem da pilha, foram realizadas algumas alterações geométricas em relação ao projeto original descrito nesse trabalho. Seguindo recomendações da

equipe alemã, as amostras receberam um tratamento superficial, onde foi aplicada uma massa de polimento para o acabamento superficial, este processo foi realizado por uma metalúrgica da região de Florianópolis.

As amostras para o ensaio de tração foram projetadas para serem submetidas ao “*ram tensile test*”, visto que este teste proporciona uma boa avaliação da resistência da soldagem. As dimensões das amostras, baseadas no trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010), são apresentadas na Figura 91. A sequência das etapas do teste é mostrada na Figura 92.

Figura 91 – Dimensões do corpo de prova para o “*ram tensile test*”.

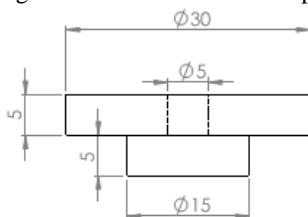
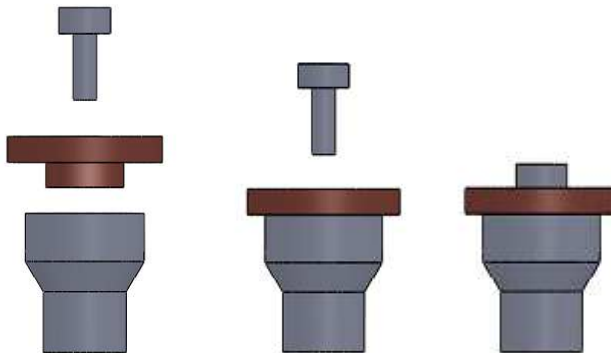


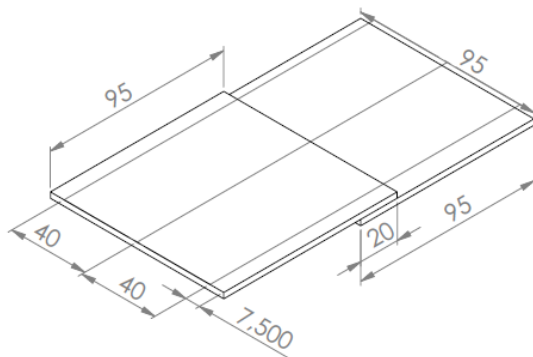
Figura 92 – Sequência das etapas do “*ram tensile test*”.



A geometria das amostras empregadas no ensaio de cisalhamento são mostradas na Figura 93. Como não foi possível confeccionar os corpos de prova exatamente na geometria estipulada pela norma ASTM D1002-10 (2010), ilustrada na Figura 20, manteve-se a proporcionalidade das dimensões propostas pela norma para definir as dimensões da amostra, ou seja, com o comprimento da soldagem sendo metade da largura do corpo de prova (largura da amostra de 25 mm e comprimento da soldagem de 12,5 mm). A amostra deve ser retirada de placas soldadas de dimensões maiores, de forma que as laterais destas

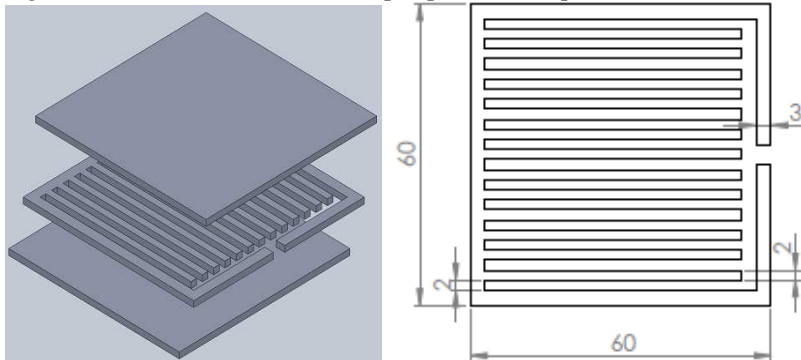
placas possam descartadas. Neste trabalho, as amostras foram projetadas para permitirem a confecção de dois corpos de prova, com largura de 40 mm e comprimento de soldagem de 20 mm e com as duas extremidades laterais cortadas, para que fossem analisadas no microscópio.

Figura 93 – Dimensões do corpo de prova para o teste de cisalhamento.



Já as dimensões e o esquema de montagem da amostra relativa ao recheio tipo “pente”, são mostrados na Figura 94.

Figura 94 – Dimensões do trocador tipo “pente” com apenas uma camada.



Os principais objetivos a serem alcançados no trabalho desenvolvido no Centro de Pesquisas de Jülich foram, além de trabalhar com a soldagem por difusão do cobre em um forno apropriado, iniciar pesquisas com a soldagem por difusão do aço inoxidável S316L, objetivo maior da linha de pesquisa em que o presente trabalho se insere.

As amostras de cobre para o teste de cisalhamento e para o “*ram tensile test*” possuíam 5 mm de espessura, já a chapa utilizada para o trocador de calor com apenas uma camada tinha espessura 2 mm, tanto para a chapa intermediária quanto para as chapas externas. Por outro lado, todas as amostras do aço inoxidável S316L possuíam a mesma espessura de chapa: 3mm.

#### 4.1.1 Procedimentos de soldagem

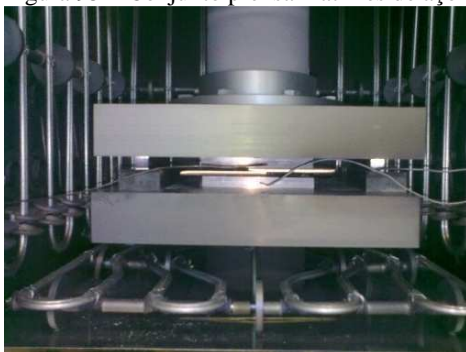
Os procedimentos empregados na soldagem por difusão e na preparação das amostras foram baseados naqueles já utilizados pelo *Forschungszentrum Jülich*.

Primeiramente, para a limpeza das superfícies das amostras foi empregado um banho ultrassônico em álcool durante 10 minutos. A partir desse momento, para evitar contaminações futuras, as amostras foram sempre manuseadas com luvas cirúrgicas.

Para garantir a integridade física do forno e evitar a soldagem das prensas com as amostras, foram adotadas algumas precauções no procedimento de montagem do sistema de soldagem por difusão. O primeiro cuidado foi o de evitar o contato direto entre as matrizes do forno com a peça a ser soldada, por isso eram colocadas matrizes de aço inoxidável entre a prensa e a amostra (Figura 95). Além disso, uma fina camada de alumina foi passada nas matrizes de aço inoxidável, evitando assim a soldagem das matrizes na prensa. E, por último, para evitar a soldagem das matrizes de aço inoxidável nas amostras, lâminas de aço inoxidável foram utilizadas.

Após as amostras estarem limpas, e os preparativos já concluídos, as amostras eram então levadas ao forno para a soldagem.

Figura 95 – Conjunto prensa matrizes de aço e amostra.



#### 4.1.2 Soldagem do cobre

Os parâmetros de soldagem foram os mesmos já empregados pelo instituto alemão:

- Rampa 1: 20°C até 600°C → 6,5 °C/min
- Patamar 1: 600°C → 75 min
- Rampa 2: 600°C até 750°C → 2,5 °C/min
- Patamar 2: 750°C → 60 min
- Pressão: 21 MPa

Durante a soldagem, o vácuo variou entre  $10^{-6}$  e  $10^{-4}$  mbar.

O tempo e a temperatura de soldagem estavam dentro dos valores encontrados na literatura (item 2.5.3.2), já a pressão empregada possuía um valor “relativamente alto” (pressão próxima da utilizada por PAIVA, 2007), se comparado com os valores da literatura (geralmente entre 1 e 8 MPa).

Primeiramente foi realizada a soldagem do corpo de prova para o ensaio de cisalhamento. A amostra foi composta por duas chapas de 95 mm de comprimento e 95 mm de largura, como mostrado na Figura 93. As chapas foram posicionadas uma sobre a outra com uma largura de contato de 20 mm e inseridas entre as matrizes para serem soldadas (Figura 96).

Figura 96 – Soldagem da amostra de cobre para o ensaio de cisalhamento.



Após a soldagem, a peça foi cortada, gerando dois corpos de prova para o ensaio de cisalhamento, de 40 mm de largura, e duas peças com 7,5 mm de largura, obtidas de regiões próximas às extremidades da peça, que foram analisadas em microscópio.

As próximas amostras confeccionadas foram as empregadas nos testes de tração (“*ram tensile test*”), cujas dimensões se encontram na Figura 91. Contudo, como a área de soldagem de uma única amostra é

pequena, a carga a ser aplicada seria menor que o limite mínimo do pistão. Assim, ao invés de soldar uma amostra por vez, foram soldadas três ao mesmo tempo, aumentando assim a área de soldagem e permitindo a aplicação da força necessária (Figura 97).

Figura 97 – Soldagem da amostra de cobre para o “ram tensile test”.



Uma das três amostras produzidas foi cortada ao meio para análise da interface de soldagem e as demais foram submetidas ao teste de tração. Por último foi soldada uma camada de recheio, utilizando a tecnologia tipo “pente” (Figura 98).

Figura 98 – Soldagem da amostra de cobre do trocador tipo “pente” de uma camada.



#### 4.1.3 Soldagem do aço inoxidável

Os parâmetros de soldagem do aço inoxidável S316L foram os mesmos que o instituto alemão já utilizava para a soldagem de aços em geral:

- Rampa 1: 20°C até 900°C→7,5°C/min
- Patamar 1: 900°C→60min
- Rampa 2: 900°C até 1050°C→2,5°C/min
- Patamar 2: 1050°C→60min
- Pressão: 35MPa

Durante todo processo o vácuo variou entre  $10^{-6}$  e  $10^{-4}$  mbar.

A sequência de soldagem foi a mesma empregada para as amostras de cobre. Primeiramente foi soldada a amostra para o ensaio de cisalhamento, composta por duas chapas de 95 mm de comprimento e 95 mm de largura, formando uma largura de soldagem de 20 mm como mostrado na Figura 93 (o posicionamento da amostra sobre as matrizes pode ser visto Figura 99).

Figura 99 – Soldagem da amostra de aço inoxidável para o ensaio de cisalhamento.



Do mesmo modo que ocorreu com a amostra de cobre, a de aço inoxidável foi cortada originando dois corpos de prova para o ensaio de cisalhamento e duas amostras de 7,5 mm, tiradas de regiões próximas às laterais da amostra, para serem analisadas no microscópio.

Em seguida foram soldadas as amostras para o “*ram tensile test*” (dimensão do corpo de prova na Figura 91), contudo como comentado anteriormente, devido a pequena área de soldagem de uma única amostra, foram soldadas três ao mesmo tempo (Figura 100).



Figura 100 – Soldagem da amostra de aço inoxidável para o “*ram tensile test*”.



O mesmo procedimento empregado à amostra de cobre foi utilizado na de aço inoxidável, sendo que duas das amostras produzidas foram levadas para o “*ram tensile test*” e uma delas foi cortada ao meio e levada para uma análise da interface de soldagem.

Finalizando os experimentos de soldagem por difusão no Instituto, realizou-se a soldagem da camada de recheio com o aço inoxidável (Figura 101).

Figura 101 – Soldagem da amostra de aço inoxidável do trocador tipo “*pente*” de uma camada.



#### 4.1.4 Resultados dos experimentos

As amostras confeccionadas para análise da interface (tanto do ensaio de cisalhamento quanto do ensaio de tração) foram analisadas no microscópio ótico no próprio instituto.

As imagens geradas pela microscopia ótica das amostras de cobre, tanto da amostra do ensaio de tração quanto do cisalhamento, permitiram visualizar a interface de soldagem (Figura 102 e Figura 103). Contudo, em algumas regiões, a linha da interface era quase imperceptível.

Figura 102 – Microscopia ótica da amostra de cobre gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento.

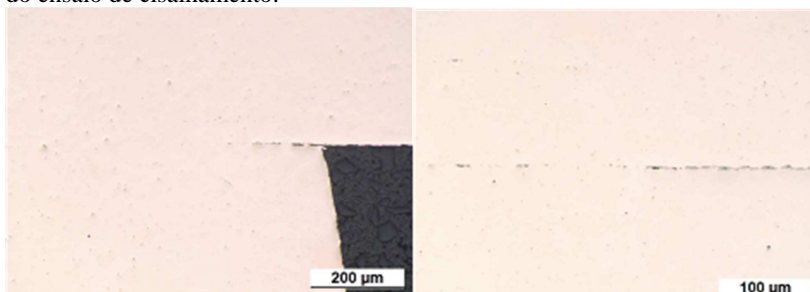
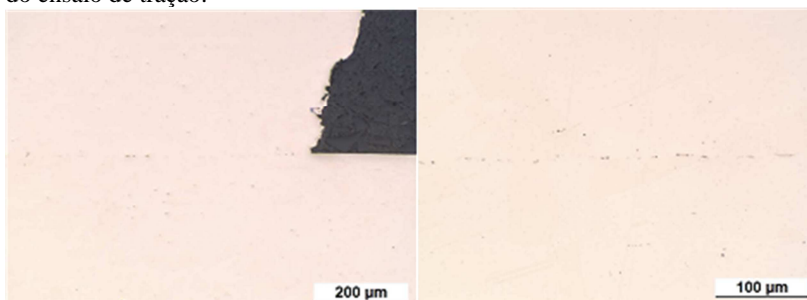
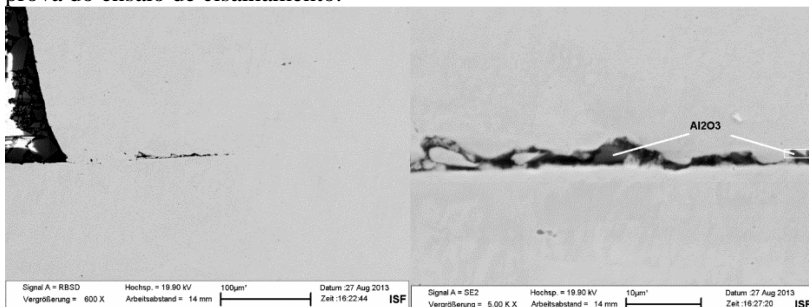


Figura 103 – Microscopia ótica da amostra de cobre gerada do corpo de prova do ensaio de tração.



Através das imagens geradas pela microscopia ótica não era possível afirmar se os pontos destacados na interface eram vazios gerados pela soldagem. Portanto, para ter uma análise mais precisa da interface, a amostra do ensaio de cisalhamento foi levada à Universidade de Aachen (*RWTH Aachen University*) no Instituto de Soldagem e União (*Welding and Joining Institute*), para uma análise por meio da microscopia eletrônica. A imagem gerada pode ser visualizada na Figura 104.

Figura 104 – Microscopia eletrônica da amostra de cobre gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento.



Também foi realizada uma espectrografia de uma região da interface. Foram analisados cinco pontos (P1, P2, P3, P4 e P5), como mostrado na Figura 105, sendo que os resultados da espectrografia são apresentados na Tabela 10.

Figura 105 – Região da espectrografia.

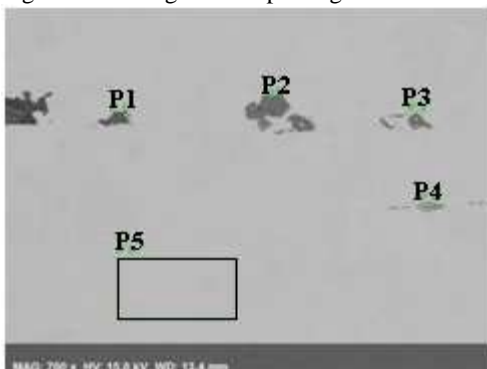


Tabela 10 – Resultado da espectrografia, porcentagem atômica.

Espectro	O	Mg	Al	Si	Fe	Cu
P 1	59,155	0	13,174	26,527	0	1,144
P 2	60,091	4,992	10,577	15,513	8,826	0
P 3	46,787	5,940	11,686	16,370	8,241	10,975
P 4	46,149	0,164	4,639	0,200	28,346	20,502
P 5	1,115	0,077	0,230	0,145	0	98,433

O resultado da espectrografia comprovou que a região da interface de soldagem não apresentava vazios. De modo geral, na região soldada se concentraram, principalmente, os demais elementos que compunham a chapa de cobre. Ou seja, durante o processo de soldagem por difusão, outros elementos além do cobre, como o Mg, Fe e outros, migraram e se concentraram na interface de soldagem, tornando assim a linha da interface visível ao microscópio. Além disso, também houve a contaminação de alumina na interface de soldagem, como evidenciado, principalmente, pela Figura 104. Deste modo, os parâmetros de soldagem utilizados resultaram em uma solda íntegra, já que não foi encontrada a presença de poros na região de ligação, contudo resultou em uma migração dos elementos para a interface de união.

Além das amostras de cobre, as de aço inoxidável, empregadas no ensaio de tração e cisalhamento, também foram analisadas no microscópio ótico. A interface de soldagem da amostra preparada para o ensaio de cisalhamento pode ser vista na Figura 106 e a do ensaio de tração, na Figura 107. Observa-se, nestas figuras, que a linha que define a interface é praticamente imperceptível, ou seja, não foram encontrados poros na região de soldagem, mostrando, assim, que os parâmetros utilizados para a soldagem apresentaram um bom resultado.

Figura 106 – Microscopia ótica da amostra de aço inoxidável gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento.

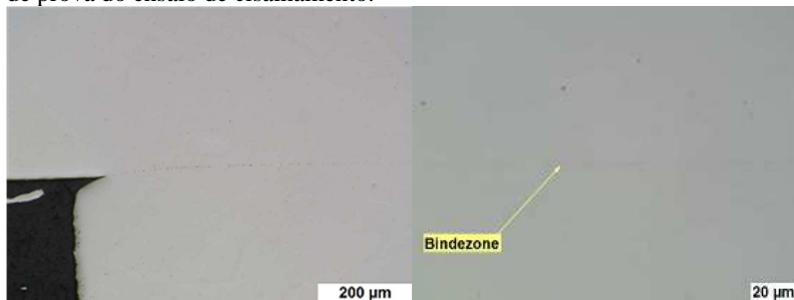
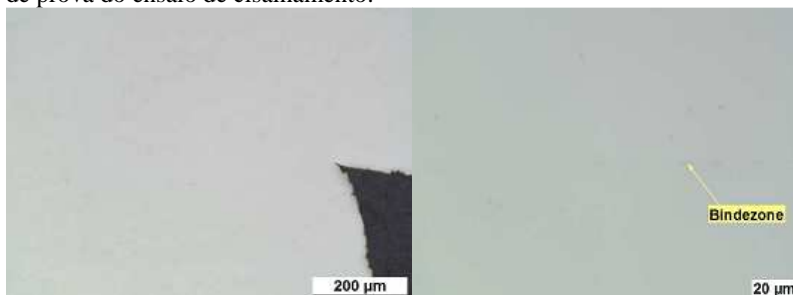


Figura 107 – Microscopia ótica da amostra de aço inoxidável gerada do corpo de prova do ensaio de cisalhamento.



Além das análises feitas no microscópio, as amostras produzidas também foram submetidas aos ensaios de tração e cisalhamento. O intuito destes testes com as amostras de cobre era de comparar a qualidade da solda obtida a partir dos parâmetros utilizados no *Forschungszentrum Jülich* com os adotados no LABTUCAL. Especial atenção foi dada para a influência da pressão de soldagem nas amostras.

Por outro lado, a soldagem por difusão do aço inoxidável foi realizada para servir de base para trabalhos futuros envolvendo soldagem por difusão do inox para a fabricação de trocadores de calor compactos ou outros equipamentos. Portanto, no presente trabalho, não foi realizado um estudo mais aprofundado sobre a soldagem por difusão em peças de aço inoxidável.

Os corpos de prova utilizados para o ensaio de cisalhamento podem ser vistos na Figura 108 (cobre) e na Figura 109 (aço inoxidável), lembrando que o tamanho das amostras era o mesmo, o que mudava entre elas era a espessura de chapa das quais as amostras foram fabricadas: a amostra de cobre foi feita a partir de duas chapas de 5 mm e a de aço inoxidável a partir de duas chapas de 3 mm. Dois corpos de prova, de cada um dos materiais, foram testados e os resultados obtidos podem ser vistos nas Figura 110 (cobre) e Figura 111 (aço inoxidável), assim como na Tabela 11.

Figura 108 – Amostra para o ensaio de cisalhamento do cobre.



Figura 109 – Amostra para o ensaio de cisalhamento do aço inoxidável.



Figura 110 – Resultado do ensaio de cisalhamento das duas amostras de cobre: Curva de Força (N) x Deformação (mm).

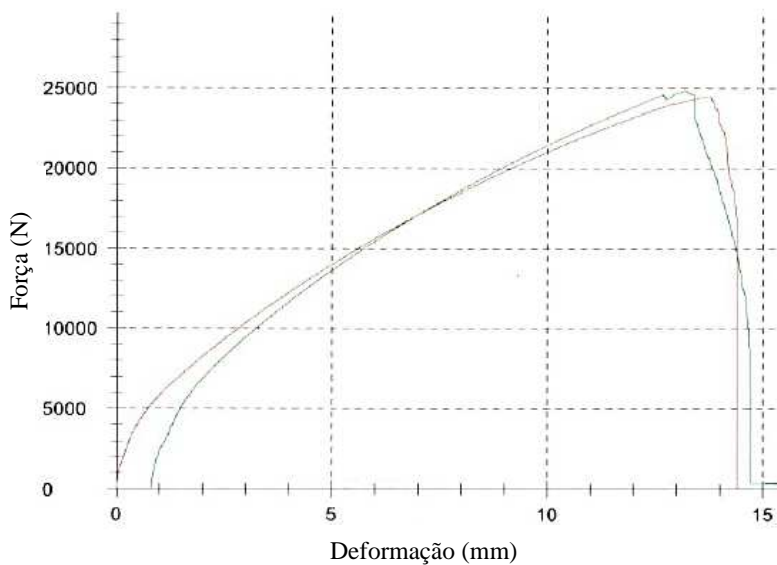


Figura 111 – Resultado do ensaio de cisalhamento das duas amostras de aço inoxidável: Curva de Força (N) x Deformação (mm).

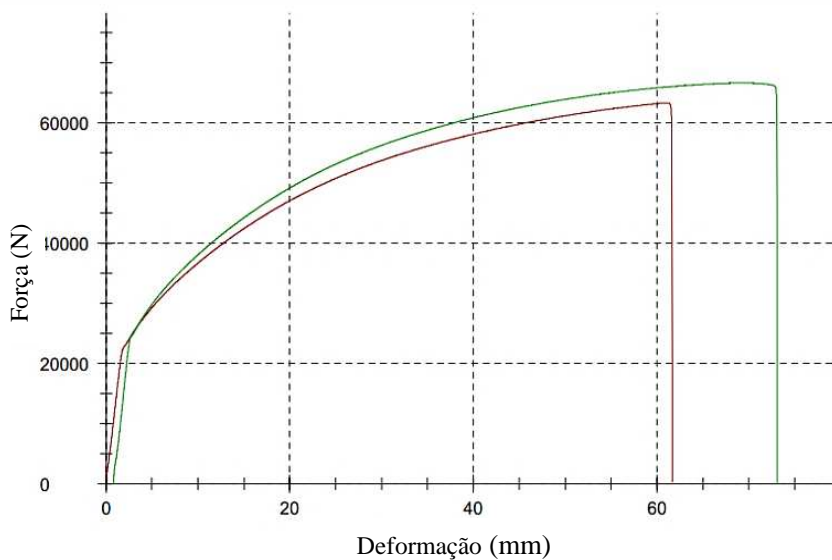


Tabela 11 – Resultado do ensaio de cisalhamento.

	Tempo (min)	Tempe- ratura (°C)	Pressão (MPa)	Força máxima (N)	Resistência ao cisalhamento máximo (MPa)
Amostra 1J-C cobre	60	750	21	24499	30,62
Amostra 2J-C cobre	60	750	21	24847	31,06
Amostra 1K-C aço	60	1050	35	63262	-
Amostra 2K-C aço	60	1050	35	66570	-

O resultado deixa bem claro a diferença de resistência entre o aço inoxidável e o cobre, sendo que o primeiro resiste à uma força máxima duas vezes maior que o segundo.

No teste realizado com o aço inoxidável, ao invés de o corpo de prova romper na região de soldagem, ele rompeu no metal base, apresentando um comportamento parecido com um ensaio de tração de chapas finas, ou seja, ocorreu uma deformação do material, seguido de um alongamento, formação de “pescoço” e por fim a ruptura, como mostrado na Figura 112.

Figura 112 – Imagem da ruptura do ensaio de cisalhamento do aço inoxidável.





Com as amostras de cobre o resultado foi o contrário, o local de ruptura foi na própria região de soldagem (Figura 113).

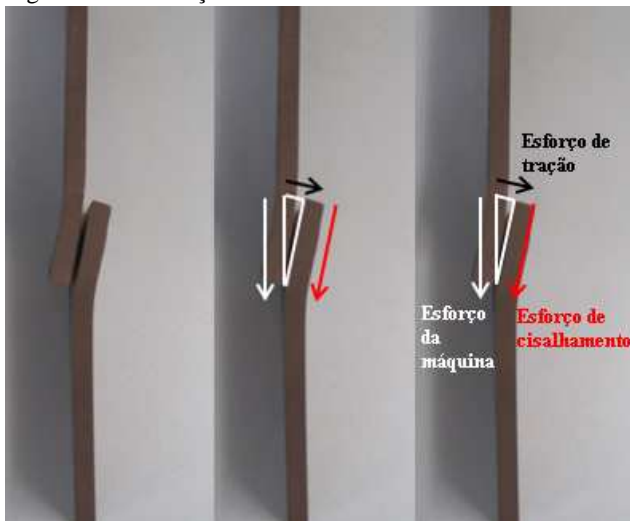
Figura 113 – Imagem da região de ruptura do ensaio de cisalhamento do cobre.



Contudo, durante o ensaio de cisalhamento da amostra de cobre, notou-se um problema de desalinhamento, causado pela espessura elevada das chapas. Como as garras da máquina de ensaio estavam alinhadas entre si e as chapas de cobre que compunham a amostra eram muito espessas, então, quando o corpo de prova era preso pelas garras e submetido ao ensaio de cisalhamento, ele entortava, causando um torque não desejado na peça e fazendo com que surgissem forças perpendiculares ao plano da solda. Portanto, no ensaio não se observou unicamente uma força paralela ao plano de soldagem, surgiu também uma força perpendicular à região da solda (como mostrado na Figura 114), resultando em um torque na região que antecede a solda. Isso não ocorreu com o aço inoxidável, pois a chapa utilizada era mais fina, evitando assim o desalinhamento.

Em uma condição ideal, chapas mais finas deveriam ter sido empregadas, pois assim diminuiria o desalinhamento e evitaria o surgimento de esforços perpendicular ao plano de solda.

Figura 114 – Esforços durante o ensaio de cisalhamento do cobre.



O corpo de prova e o resultado do ensaio de tração (“*ram tensile test*”) do cobre podem ser vistos nas Figura 115 e Figura 116 e na Tabela 12. Devido à problemas com o equipamento de testes, não foi realizado o ensaio das amostras de aço inoxidável.

Figura 115 – Imagem antes do ensaio de tração e após o ensaio.



Figura 116 – Resultado do ensaio de tração do cobre.

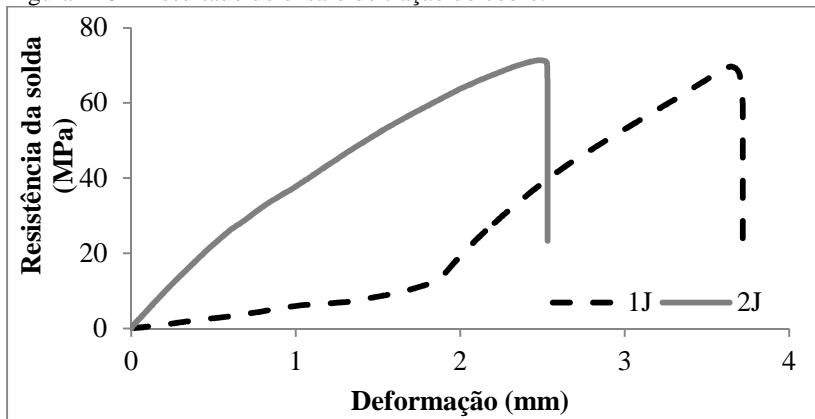


Tabela 12 – Resultado do ensaio de tração.

	Tempo (min)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Força máxima (N)	Resistência da solda (MPa)
Amostra 1J-T cobre	60	750	21	10950	69,71
Amostra 2J-T cobre	60	750	21	11207	71,35

Como pode ser visto na Figura 116 e na Tabela 12 o corpo de prova dois (2J-T) apresentou uma maior deformação do que o corpo de prova 1 (1J-T). Essa deformação maior foi, provavelmente, o resultado do deslizamento da amostra das presas da máquina de ensaio. Mas de uma maneira geral as curvas dos corpos de prova tiveram o mesmo comportamento e resistências máximas muito próximas, com um valor médio de 70,53 MPa. Em seguida serão comparados os resultados obtidos nestes ensaios com os demais testes de tração realizados no LABTUCAL.

#### 4.2 RESULTADO DOS ENSAIOS MECÂNICOS DAS AMOSTRAS SOLDADAS POR DIFUSÃO NO LABTUCAL

As amostras produzidas no LABTUCAL para o ensaio de tração (“*ram tensile test*”) foram confeccionadas com as mesmas dimensões e com o mesmo tratamento superficial que as amostras levadas ao

*Forschungszentrum Jülich* (Figura 91). Na Figura 117 é apresentada a imagem ilustrativa da amostra, após ser soldada por difusão.

Figura 117 – Desenho da amostra de cobre para o ensaio de tração.

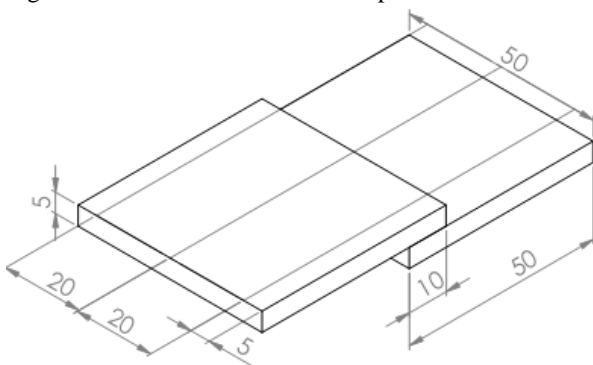


Devido ao processo de soldagem por difusão empregado no LABTUCAL, em que a carga aplicada é proporcionada pelo torque de parafusos, foi preciso então projetar um corpo de prova para o ensaio de cisalhamento com dimensões menores que os confeccionados na Alemanha. As dimensões dessa nova amostra foram baseadas no trabalho de Mahendran, Badu e Balasubramanian (2010) e também na norma ASTM D1002-10 (2010).

As amostras foram projetadas para serem compostas por duas chapas quadradas de cobre com 50 mm de aresta e 5 mm de espessura. A largura e o comprimento de soldagem eram 10 mm e 50 mm, respectivamente. Do mesmo modo que foi feito no Instituto Alemão, a amostra foi projetada para gerar dois corpos de prova após a soldagem: primeiramente eliminando por corte 5 mm das laterais da amostra para, em seguida, cortá-la ao meio, produzindo assim dois corpos de prova com 20 mm de largura.

As dimensões da amostra para o ensaio de cisalhamento são mostradas na Figura 118.

Figura 118 – Dimensões da amostra para ensaio de cisalhamento do cobre.



Através dos ensaios de tração e cisalhamento, pode-se estudar quais seriam os melhores parâmetros de soldagem por difusão do cobre, principalmente em função de dois parâmetros: pressão e temperatura. Os parâmetros empregados podem ser vistos na Tabela 13.

Tabela 13 – Parâmetros de soldagem.

	Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Tempo (min)
Amostra A	1	750	60
Amostra B	1	850	60
Amostra C	1	950	60
Amostra D	2,5	750	60
Amostra E	2,5	850	60
Amostra F	2,5	950	60
Amostra G	4	750	60
Amostra H	4	850	60
Amostra I	4	950	60

Como pode ser visto na Tabela 13, foram empregadas as seguintes pressões de trabalho: 1, 2,5 e 4 MPa e as seguintes temperaturas: 750, 850 e 950 °C, mantendo-se o tempo sempre constante em 60 minutos.

Analisando os trabalhos na literatura que envolvem a soldagem por difusão do cobre, foi possível encontrar pressões de soldagem variando, geralmente, entre 1 e 8 MPa. Contudo, no presente caso, em que a pressão foi aplicada apenas através do torque dos parafusos, o máximo possível foi de 4 MPa - valor adotado como o limite máximo de pressão.

A temperatura de soldagem utilizada na maioria dos trabalhos varia entre 600 e 950 °C, contudo decidiu-se trabalhar a partir de 750°C e atingir o limite máximo de 950 °C, que é o limite máximo também encontrado na literatura, valor muito próximo da temperatura de fusão do cobre (aproximadamente 1084°C).

O tempo de 60 minutos e a taxa de aquecimento de 5 °C/min adotados aqui, foram baseados nos trabalhos de PAIVA (2007) e Tsukamoto, Kajiura e Yamamoto (2012). Além disto, foi aplicado um patamar de 30 minutos à 600 °C para proporcionar uma homogeneização da temperatura dentro do forno. Para diminuir a influência das impurezas presentes no forno na soldagem por difusão, utilizou-se uma atmosfera controlada por uma solução de 95 % de argônio e 5 % de hidrogênio.

### 4.2.1 Resultado dos ensaios de tração

Uma máquina Emic DL20000 foi utilizada durante os ensaios de tração e os resultados podem ser observados nas Tabela 14 e 15. Vale lembrar que, de acordo com a Tabela 2, o limite de resistência mecânica do cobre C12000 é de 216 MPa.

Para complementar as informações presentes nessa pesquisa, sugere-se como trabalho futuro a confecção de amostras, através de usinagem, com as dimensões do corpo de prova da Figura 91, para que sejam submetidas ao *ram tensile test* - dessa forma, seria possível realizar uma melhor comparação entre a amostra sem soldagem (resistência do próprio metal base) e a amostra soldada.

Tabela 14 – Resultado do ensaio de tração.

Amostra	Parâmetros de soldagem			Resultado do ensaio	
	Tempo (min)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Força máxima (N)	Resistência da solda (MPa)
Amostra 1A-T	60	750	1	5001	31,84
Amostra 2A-T				5086	32,38
Amostra 3A-T				5756	36,64
Amostra 1B-T	60	850	1	6842	43,56
Amostra 2B-T				9421	59,98
Amostra 3B-T				8042	51,20
Amostra 1C-T	60	950	1	7548	48,05
Amostra 2C-T				8900	56,66
Amostra 3C-T				7419	47,23
Amostra 1D-T	60	750	2,5	7600	48,38
Amostra 2C-T				8046	51,22
Amostra 3D-T				8164	51,98
Amostra 1E-T	60	850	2,5	7869	50,09
Amostra 2E-T				7292	46,42
Amostra 3E-T				8371	53,29
Amostra 1F-T	60	950	2,5	11858	75,49
Amostra 2F-T				12419	79,06
Amostra 3F-T				12041	76,66
Amostra 1G-T	60	750	4	10440	66,46
Amostra 2G-T				12079	76,89

Amostra 3G-T				8322	52,98
Amostra 1H-T				11939	76,01
Amostra 2H-T	60	850	4	9476	60,33
Amostra 3H-T				10656	67,84
Amostra 1I-T				13309	84,72
Amostra 2I-T	60	950	4	12048	76,70
Amostra 3I-T				8940	56,91

Tabela 15 – Resultado médio do ensaio de tração e seus respectivos desvios padrão.

	Resistência média da solda (MPa)	Desvio Padrão (MPa)
Amostra A	33,62	2,63
Amostra B	51,58	8,22
Amostra C	50,65	5,22
Amostra D	50,53	1,89
Amostra E	49,93	3,44
Amostra F	77,07	1,82
Amostra G	65,44	11,99
Amostra H	68,06	7,84
Amostra I	72,78	14,31

Como mostrado na Tabela 15, em algumas amostras o desvio padrão dos ensaios de tração foi elevado. Isto aconteceu em razão de o mecanismo matriz-parafuso ser muito impreciso, o que impossibilitou uma solda homogênea e gerou acúmulo de pressão em alguns pontos. O ideal para analisar melhor o resultado dos ensaios de tração seria utilizar fornos prensas específicos para a soldagem por difusão, visto que esses equipamentos possuem a capacidade de controlar com precisão os parâmetros utilizados na soldagem.

As curvas da resistência média da solda em função da temperatura e da pressão, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos podem ser vistas na Figura 119 e Figura 120, respectivamente. Nota-se que, para baixas pressões como 1 MPa e 2,5 MPa, o aumento da temperatura apresenta uma maior influência na resistência da solda, se comparado a pressões mais elevadas como de 4 MPa. Ou seja, o aumento da temperatura influencia mais na resistência da solda em baixas pressões (como 1 MPa e 2,5 MPa) do que em pressões mais levadas, como 4 MPa.

Figura 119 – Curvas da resistência média da solda com o desvio padrão em função da temperatura, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos.

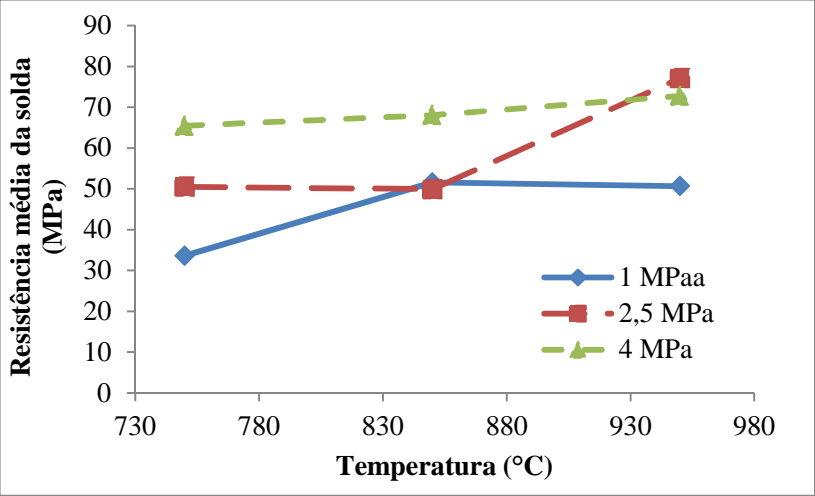
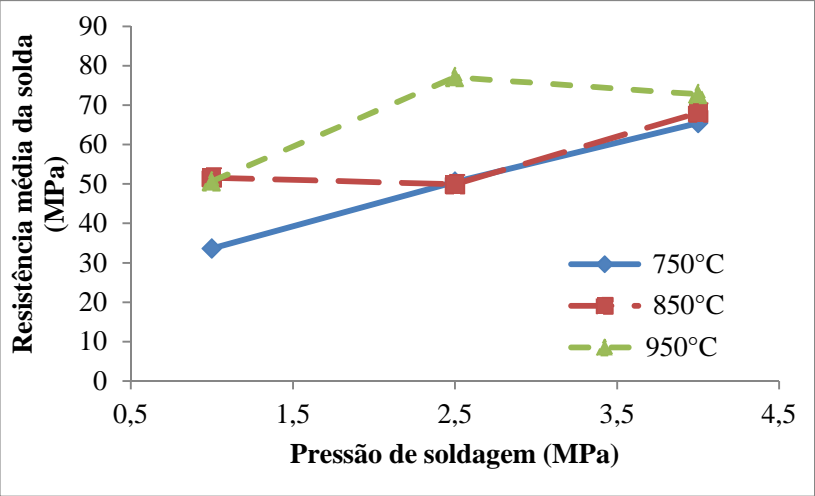


Figura 120 – Curvas da resistência média da solda com o desvio padrão em função da pressão, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos.



Para pressão de soldagem de 4 MPa, o aumento de 200°C na temperatura de soldagem resultou apenas em um aumento de 7 MPa na resistência. Isso ocorreu porque, como a pressão aplicada era alta, as



superfícies já possuíam um íntimo contato e o efeito da elevação da temperatura foi reduzido.

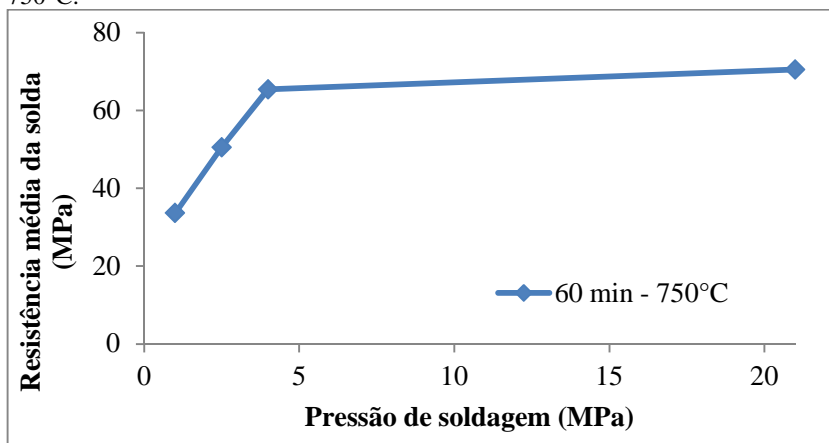
Por outro lado, para uma baixa temperatura de soldagem ( $750^{\circ}\text{C}$ ) o aumento da pressão influenciou significativamente, dobrando a resistência (aumento de 31 MPa na resistência da soldagem através do aumento da pressão de soldagem de 1 MPa para 4 MPa). Isso ocorreu porque, como a temperatura de soldagem era baixa, então o material precisou de um aumento de pressão para realizar um melhor contato entre as superfícies e assim permitir uma melhor difusão entre as amostras.

Já para uma pressão de soldagem baixa, 1 MPa, o aumento da temperatura resultou em um acréscimo da resistência, até aparentemente atingir um limite, visto que, para as amostras soldadas em  $850^{\circ}\text{C}$  e  $950^{\circ}\text{C}$ , os valores de resistência praticamente não variaram. Assim conclui-se que não basta simplesmente aumentar a temperatura para melhorar a soldagem, é necessário, na verdade, encontrar a melhor combinação entre os parâmetros para atingir uma melhor resistência.

Por outro lado, com 2,5 MPa, o aumento da temperatura só influenciou a resistência na faixa de variação de  $850^{\circ}\text{C}$  a  $950^{\circ}\text{C}$ , visto que entre  $750^{\circ}\text{C}$  e  $850^{\circ}\text{C}$  ela se manteve praticamente inalterada.

A Figura 121, mostra a variação da resistência média da solda em função da pressão para uma temperatura de soldagem de  $750^{\circ}\text{C}$ , comprova que existe um limite na resistência da soldagem, o qual depende dos parâmetros de soldagem envolvidos. Nesta figura foram inseridos os resultados obtidos pelas amostras confeccionadas no *Forschungszentrum Jülich*. O aumento significativo da pressão de soldagem de 4 MPa para 21 MPa apresentou pouca influência na resistência da solda, mostrando assim que o ideal é encontrar a melhor relação entre os parâmetros de soldagem.

Figura 121 – Resistência média da solda para uma temperatura de soldagem de 750°C.



Dentre as amostras que foram testadas no presente trabalho, as que apresentaram os melhores resultados são mostradas na Tabela 16, assim como os parâmetros de soldagem empregados.

Tabela 16 – Melhores parâmetros de soldagem, segundo o ensaio de tração.

	Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Tempo (min)	Resistência média da solda (MPa)
Amostra F-T	2,5	950	60	77,07
Amostra G-T	4	750	60	65,44
Amostra H-T	4	850	60	68,06
Amostra I-T	4	950	60	72,78
Amostra J-T	21	750	60	70,53

As Amostras F, G, H e I foram confeccionadas no LABTUCAL e a amostra J no *Forschungszentrum Jülich*. Contudo, como o processo de soldagem por difusão empregado no LABTUCAL apresenta algumas limitações, como a dificuldade de aplicação precisa e distribuída da pressão, e como os valores da resistência média da solda para essas amostras foram muito próximas, admite-se neste trabalho que todas estas combinações de parâmetros apresentaram bons resultados para a soldagem por difusão do cobre e que a escolha dos melhores parâmetros dentre os exibidos na Tabela 16 dependem tanto de aspectos referentes ao material, quanto aspectos referentes às limitações do

equipamento/infraestrutura, e até de fatores econômicos (visto que a soldagem em menores temperaturas tem um menor custo).

Além disso, vale ressaltar que, pelo menos uma das três amostras dos casos F, H e I, romperam no metal base, ao invés de romper na interface de contato da solda, evidenciando assim a boa resistência da soldagem (Figura 122).

Figura 122 – Amostras F, H e I, respectivamente, que romperam no material base.



#### 4.2.2 Resultados ensaio de cisalhamento

Para o ensaio de cisalhamento das amostras de cobre utilizou-se a mesma máquina do teste de tração: Emic DL20000. Os resultados dos testes são mostrados na Tabela 17 e nas Figura 123 e 124. Como dito anteriormente, o processo de aplicação da carga nos corpos foi feito por meio do mecanismo matriz-parafuso, por isso houve uma grande diferença entre os valores obtidos para o ensaio de cisalhamento de amostras confeccionadas com os mesmo parâmetros de união. Isto porque o mecanismo utilizado matriz-parafuso é muito impreciso, fazendo com que a distribuição da carga nos corpos de prova não seja uniforme, resultando em uma discrepância entre os resultados realizados para um mesmo parâmetro de soldagem, como evidenciado pelas amostras soldadas a 750°C.

As Figura 123 e 124 apresentam a variação da força suportada em função da pressão de soldagem para diferentes temperaturas em um tempo constante de 60 minutos, onde se observa que a resistência máxima foi atingida para as amostras soldadas a 750°C.

Tabela 17 – Resultado do ensaio de cisalhamento.

Amostra	Tempo (min)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Força máxima (N)	Força Média(N)
Amostra 1A-C	60	750	1	7419,82	8531,39
Amostra 2A-C				9642,96	
Amostra 1B-C	60	850	1	3373,28	3474,97
Amostra 2B-C				3576,66	
Amostra 1C-C	60	950	1	4193,81	4186,80
Amostra 2C-C				4179,79	
Amostra 1D-C	60	750	2,5	3962,38	5743,7
Amostra 2C-C				7525,02	
Amostra 1E-C	60	850	2,5	4775,9	4702,26
Amostra 2E-C				4628,62	
Amostra 1F-C	60	950	2,5	3780,04	3944,85
Amostra 2F-C				4109,66	
Amostra 1G-C	60	750	4	6655,4	7539,05
Amostra 2G-C				8422,69	
Amostra 1H-C	60	850	4	3843,16	3734,45
Amostra 2H-C				3625,75	
Amostra 1I-C	60	950	4	4032,51	3902,77
Amostra 2I-C				3773,03	

Figura 123 – Distribuição dos pontos da força máxima suportada pelas amostras em função da pressão de soldagem, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos.

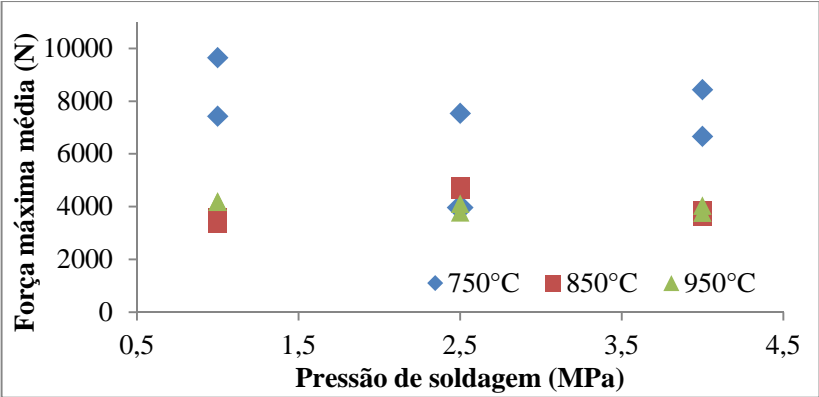
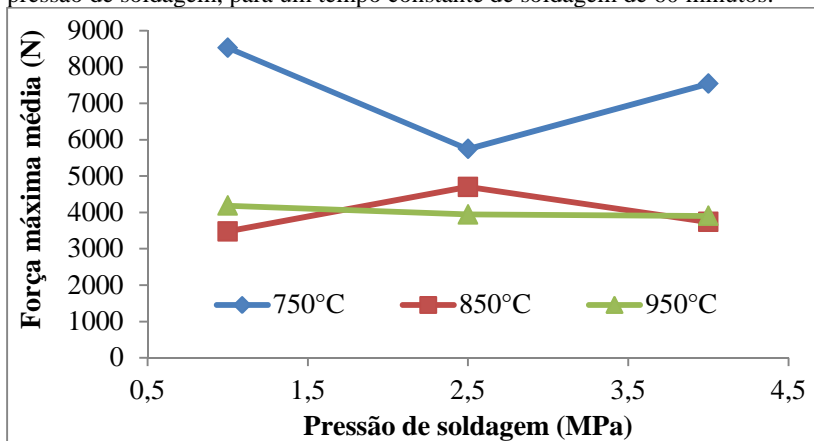


Figura 124 – Força máxima média suportada pelas amostras em função da pressão de soldagem, para um tempo constante de soldagem de 60 minutos.



Através de uma análise visual dos corpos de prova constatou-se que as amostras soldadas com 750°C romperam na interface de contato entre as chapas (como mostrado na Figura 125), já as amostras soldadas com 850°C e 950°C romperam no próprio metal base, ou seja, a solda resistiu mais aos esforços impostos pelo teste do que o próprio metal base (ver Figura 126).

Figura 125 – Resultado do ensaio de cisalhamento da amostra soldada com 750°C.



Figura 126 – Resultado do ensaio de cisalhamento da amostra soldada com 850°C e 950°C.



O problema apresentado por este teste foi o mesmo dos testes de cisalhamento realizados em *Forschungszentrum Jülich*: a espessura das chapas que compõe as amostras era muito grande, o que causava um desalinhamento do corpo de prova preso à máquina de ensaio. Devido a esse desalinhamento surgiram forças perpendiculares ao plano de solda, que resultaram em um torque não desejado na amostra.

Durante o ensaio dessas amostras foi realizado uma filmagem, e a sequência das imagens pode ser vista na Figura 127. Pode-se notar que a região soldada se desprende aos poucos, e conforme passa o tempo e a carga imposta aumenta, o torque causado pelo desalinhamento da amostra cresce e com isso a amostra entorta cada vez mais, até o desprendimento total da região soldada.

Figura 127 – Sequência das imagens da filmagem do ensaio de cisalhamento da amostra soldada com 750°C.



Nas amostras confeccionadas à 750°C, a região soldada apresentava uma resistência mecânica menor que a do metal base, logo conforme a força era aplicada, a solda aos poucos se rompia. Como a fratura iniciou na região soldada, então tanto a força de cisalhamento aplicada pela máquina, quanto o torque gerado pelo desalinhamento se concentrou principalmente nessa região. Sendo assim, conforme a tensão aumentava, a fratura se expandia, até o total rompimento da solda. Já no caso das amostras soldadas a 850 e 950°C, o torque causado pelo desalinhamento da amostra fez com que as regiões que antecedem a solda, em ambos os lados, sofressem uma fratura, que se alastraram até o rompimento total, como mostrado na Figura 128.

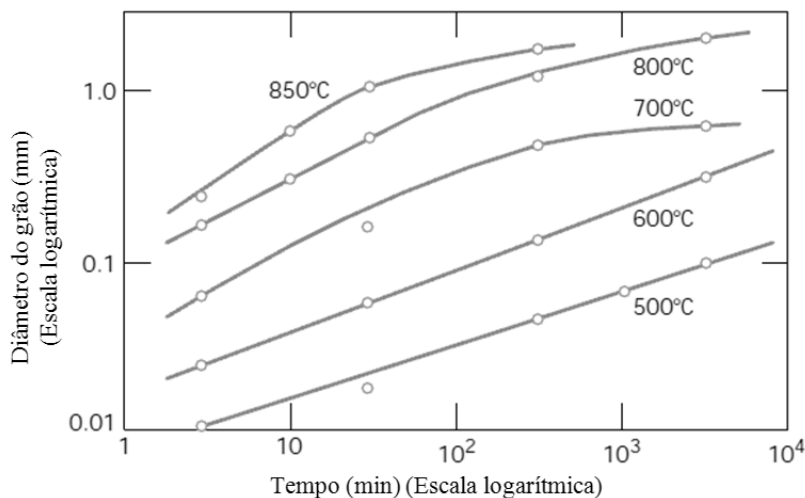
Figura 128 – Fratura do metal base.



Além disso, os resultados encontrados no ensaio de cisalhamento também podem ser explicados pelo provável crescimento dos grãos do cobre, gerado pelo aumento da temperatura. De acordo com Callister (2008), quanto maior a temperatura a que o metal for submetido, maior é o crescimento dos grãos. A Figura 129 apresenta a variação do tamanho do grão em função da temperatura para o latão. Esse aumento do grão pode ser explicado pelo aumento da taxa de difusão, gerada justamente pelo aumento da temperatura. Portanto, a mesma taxa de difusão que aumenta com o aumento da temperatura e facilita a

migração dos átomos no processo de soldagem, também é responsável por causar o aumento do tamanho dos grãos no metal base.

Figura 129 – Crescimento do grão do latão em função do tempo para diversas temperaturas.



Fonte: Adaptado de Callister (2008)

Além disso, as propriedades mecânicas em temperatura ambiente de um metal com granulação fina são superiores às atingidas pelo mesmo metal com grãos mais grosseiros. De um modo geral, o crescimento do grão causado pela alta temperatura da soldagem por difusão (850 e 950°C) pode ter resultado em uma deterioração do material, fazendo com que a resistência do metal base diminuísse.

De maneira geral, observa-se a necessidade de realizar um estudo mais aprofundado do ensaio de cisalhamento de amostras de cobre soldadas por difusão. Os resultados apresentados neste trabalho são apenas o início de uma pesquisa que ainda pode ser aprofundada. Para tanto, é necessário a realização de novos testes, com a utilização de corpos de prova produzidos a partir de chapas menos espessas, a fim de diminuir o efeito do desalinhamento durante os testes e consequentemente eliminar ou pelo menos diminuir a componente da força perpendicular ao plano da solda. Além disso, ainda pode ser estudada a influência da temperatura de soldagem na deterioração do material. Vale ressaltar que, neste trabalho, o ensaio de cisalhamento foi



realizado tão somente para complementar os resultados obtidos nos ensaios de tração.

Portanto, como as elevadas temperaturas de soldagem podem ter resultado em uma diminuição da resistência do material, então os melhores parâmetros de soldagem destacados na Tabela 16, podem agora ser diminuídos para apenas dois conjuntos de parâmetros:

- Amostra G: Pressão de 4 MPa, Temperatura 750 °C e tempo de 60 minutos;
- Amostra J: Pressão de 21 MPa, Temperatura 750 °C e tempo de 60 minutos;

### 4.3 TESTES TÉRMICOS COM O TROCADOR TIPO “PENTE”

#### 4.3.1 Fabricação do trocador de calor compacto tipo pente para os testes

Dentre as tecnologias desenvolvidas para a fabricação dos recheios de cobre para trocadores de calor compactos soldados por difusão, aquele que apresentou os melhores resultados de fabricação foi o trocador tipo “Pente”, visto que o processo de empilhamento e de montagem desse trocador foi mais simples e prático, quando comparado com as demais tecnologias desenvolvidas.

Além disso, a outra grande vantagem desse tipo de trocador, mas que não foi explorada neste trabalho, é a possibilidade de confeccionar percursos mais complexos para o canal, tais como caminhos ondulados ou em ziguezagues, aumentando assim a área de transferência de calor.

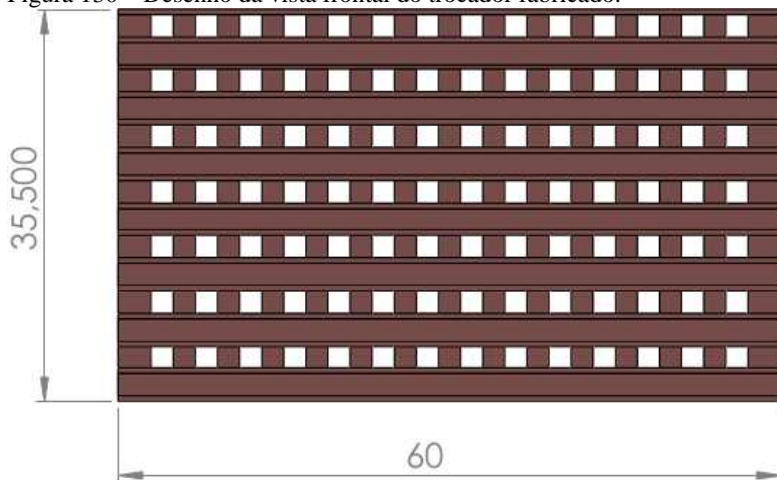
Em virtude dos bons resultados atingidos com a fabricação do trocador tipo “Pente”, decidiu-se produzir e testar um protótipo baseado nesta tecnologia. Para tanto, foi projetada e construída uma bancada experimental para estudar o desempenho térmico do equipamento.

O protótipo produzido para os testes foi fabricado com as mesmas dimensões e na mesma sequência do trocador tipo “Pente” descrito no item 3.3.3.2: canais e paredes com geometria quadrática com 2 mm de aresta e 62 mm de comprimento (como mostrado na Figura 82), a chapa intermediária foi confeccionada com 60 mm de largura, 60 mm de comprimento e 0,5mm de espessura.

As camadas do trocador, produzidas a partir da solda ponto da peça “Pente” com a placa intermediária foram empilhadas, de modo que os canais entre as camadas apresentassem um ângulo de noventa graus, produzindo assim um trocador de fluxo cruzado.

No total, quatorze camadas foram empilhadas, sete para o fluxo quente e sete para o fluxo frio. O desenho da visão frontal do equipamento pode ser visto na Figura 130.

Figura 130 – Desenho da vista frontal do trocador fabricado.



Após a montagem completa, o protótipo foi soldado por difusão utilizando os mesmos procedimentos e parâmetros de soldagem descritos no item 3.1. Além disso, as características geométricas desse trocador foram as mesmas do trocador tipo “Pente” apresentado na Tabela 9.

Em seguida as extremidades excedentes foram cortadas, e para finalizar a fabricação do protótipo, foram produzidos e soldados bocais de cobre nas entradas e saídas do trocador. O resultado pode ser visualizado na Figura 131.

Com o trocador completo, foi projetada a bancada de testes.

Figura 131 – Trocador com os bocais.



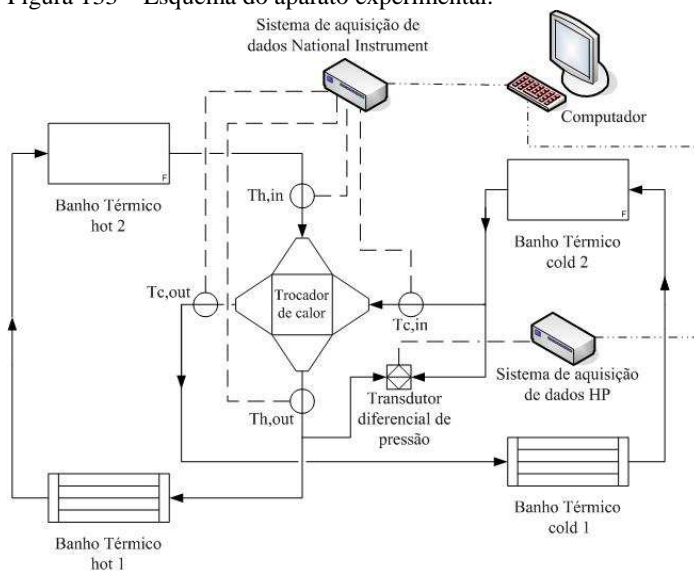
#### **4.3.2 Bancada experimental**

Com o propósito de verificar o funcionamento do equipamento, uma bancada experimental foi desenvolvida, cuja fotografia do conjunto é mostrada na Figura 132. O sistema foi desenvolvido de modo a facilitar a montagem e desmontagem, quando necessárias, do trocador na bancada, sendo composto por: um suporte em aço inoxidável para manter o trocador firme, duas placas de isolamento de poliuretano expandido, quatro unidades de banho térmico LAUDA<sup>®</sup>, termopares Omega<sup>®</sup> do tipo T, um sistema de aquisição de dados National Instrument SCX1000, um transdutor de pressão diferencial PX409-015DWUV, uma fonte de potência, um sistema de aquisição de dados HP 3970A e um computador. O esquema do aparato experimental é ilustrado na Figura 133. Em virtude da praticidade, empregou-se água como fluido de trabalho.

Figura 132 – Bancada de testes.



Figura 133 – Esquema do aparato experimental.



Para os testes com o trocador foram inseridos quatro termopares do tipo T nas tubulações de entrada e de saída do equipamento, a uma distância de aproximadamente cinco centímetros a partir dos bocais.

Para a medição das pressões de entrada e dos diferenciais de pressões, foi utilizado um transdutor de pressão diferencial PX409-015DWUV. Para que fosse possível realizar as medições da pressão de entrada do trocador, foi necessário inserir, em um dos lados do transdutor, uma conexão tipo T na tubulação dividindo assim o fluxo em dois, um deles era direcionado ao trocador e o outro ao transdutor de pressão. No outro lado do transdutor foi inserido uma pequena mangueira preenchida com água posicionada no mesmo nível do transdutor e, portanto, sob a ação unicamente da pressão atmosférica. Dessa maneira o transdutor marcava a diferença entre a pressão de entrada e a pressão atmosférica (101,3 kPa), sendo possível assim coletar a pressão de entrada. Para medir a diferença de pressão, a mangueira preenchida de água era retirada e era conectada a tubulação que provinha da conexão tipo T, da saída do trocador.

Contudo, como o laboratório dispunha de apenas um transdutor de pressão, primeiramente os dados relativos às pressões de entrada e aos diferenciais de pressão de um dos fluxos foram coletados, para, em seguida, modificar o transdutor de lugar, e então coletar os mesmos dados no outro fluxo. Como foram feitas diversas medições em regime permanente, acredita-se que os erros de medições, devido ao fato das medidas dos dois fluxos não serem simultâneas, são muito pequenos. Deve-se observar que o objetivo dos testes realizados foi avaliar o desempenho térmico do trocador, uma vez que não foram aplicados modelos teóricos para avaliar a perda de carga do equipamento. Assim, os dados de pressão coletados foram utilizados apenas para medir as propriedades do fluido.

A coleta de dados de pressão e de temperatura foi realizada utilizando dois sistemas de aquisição de dados diferentes. Para a leitura dos termopares, foi utilizado o sistema da National Instrument, já para fazer a leitura do transdutor do diferencial de pressão, foi empregado o sistema de aquisição de dados HP. Ambas as medições foram registradas e armazenadas através do software LabView®, a uma taxa de registro de uma leitura por segundo.

Para a medição da vazão, armazenava-se a água que passava pelo trocador em um recipiente e registrava-se o tempo gasto para preencher o mesmo. Além disto, media-se a massa do conjunto (água mais recipiente), do qual subtraía-se a massa do recipiente vazio. Dessa maneira, obtinha-se a vazão mássica de água, definida pela razão entre a massa que passou pelo sistema e o tempo gasto.

Como mostrado na Figura 133, quatro banhos térmicos foram utilizados na bancada de testes: dois para o fluxo quente e dois para o

fluxo frio. Isso ocorreu porque apenas um banho térmico não conseguia manter a temperatura da entrada do trocador constante, pois, em algumas situações, o protótipo trocava mais calor que a capacidade de refrigeração ou aquecimento do banho térmico. Assim, para manter as temperaturas de entrada em ambos os fluxos constantes, durante os testes, foram empregados dois banhos térmicos colocados em série.

**4.3.3 Procedimentos experimentais**

A fim de garantir a repetibilidade dos resultados foram sempre empregados os mesmos procedimentos experimentais, cuja metodologia é descrita a seguir.

Primeiramente definiam-se as temperaturas dos banhos térmicos a serem usadas e consequentemente as temperaturas de entrada do trocador. A fim de comparar os resultados, buscou-se trabalhar sempre com as mesmas temperaturas de entrada no trocador. Em alguns casos a troca de calor no trocador era maior que a capacidade de resfriamento dos criostatos, resultando em uma pequena variação da temperatura de entrada do fluido frio, contudo essa variação era baixa e não apresentava interferência significativa nos resultados.

Em seguida, definiam-se as vazões do lado quente e do lado frio, sendo que cada escoamento possuía cinco opções de vazões definidas pelo próprio criostato (como mostrado na Tabela 18).

Tabela 18 – Vazões dos criostatos quente e frio.

	Vazão criostato frio (kg/s)	Vazão criostato quente (kg/s)
Vazão 1	c1=0,06656	h1=0,07084
Vazão 2	c2=0,10328	h2=0,09450
Vazão 3	c3=0,11969	h3=0,10863
Vazão 4	c4=0,13011	h4=0,11631
Vazão 5	c5=0,13541	h5=0,12269

Após definidas as vazões e as temperaturas, ligavam-se os sistemas de aquisição de dados (HP e National), a fonte de potência alimentadora do transdutor de pressão e os quatro banhos térmicos. Em seguida, iniciava-se o programa LabView no computador e configurava-se os programas de leitura de temperatura e pressão.

Com todos os equipamentos ligados o sistema era colocado em funcionamento. Primeiramente o criostato 1 realizava um pré-

aquecimento ou resfriamento da água e em seguida bombeava-a para o criostato 2. Este finalizava o processo de transferência de calor aquecendo ou resfriando a água até a temperatura programada para o teste. O criostato 2 bombeava a água para o interior do trocador, e finalizando o processo, o fluido retornava ao criostato 1, onde o ciclo iniciava novamente.

Durante esse tempo as temperaturas de entrada e saída do trocador eram medidas, observando o momento em que o conjunto entrava em regime permanente, quando testes oficiais eram iniciados. O tempo total dos testes era de cinco minutos, e durante esse tempo foram coletadas as temperaturas de entrada e saída do trocador. Ao término desses cinco minutos, foram realizadas as medições das pressões de entrada e dos diferenciais de pressões, tanto para o lado quente quanto para o lado frio.

Portanto, ao final dos testes, foram obtidos os seguintes dados: temperaturas de entrada e saída do lado quente e do lado frio ( $T_{h,in}$ ;  $T_{h,out}$ ;  $T_{c,in}$  e  $T_{c,out}$ ; respectivamente) e pressões de entrada e diferenciais de pressões do lado quente e do lado frio ( $P_{h,in}$ ;  $P_{h,dif}$ ;  $P_{c,in}$  e  $P_{c,dif}$ ; respectivamente), além das vazões mássicas que eram ajustadas no criostato ( $Q_h$  e  $Q_c$ ).

#### 4.3.4 Análise das incertezas

As incertezas experimentais envolvidas nos testes estão associadas às incertezas dos sensores de temperatura, do sistema de aquisição de sinais e da vazão de água utilizada nos testes.

As medições das temperaturas de entrada e saída do trocador, juntamente com o sistema de aquisição de dados, foram calibradas utilizando um banho térmico, em que a temperatura de referência padrão empregada foi um termômetro de bulbo da marca Omega® com subdivisão de  $0,1^{\circ}\text{C}$ .

A faixa de temperatura usada para a calibração do sistema foi de  $25$  a  $65^{\circ}\text{C}$ ; neste intervalo de calibração a maior incerteza encontrada entre todos os termopares foi de aproximadamente  $0,24^{\circ}\text{C}$ . O detalhamento dos cálculos das incertezas pode ser visto no APÊNDICE A – Análise de Incerteza.

Além da medição da incerteza da temperatura, também foi feita uma análise da incerteza da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do trocador. O objetivo dessa calibração foi encontrar a maior diferença de temperatura entre todos os termopares para uma mesma temperatura de medição.

Para isso foi utilizado um béquer preenchido com água, termopares e um agitador para homogeneizar a água. Os termopares e o agitador foram inseridos no béquer e o conjunto foi posicionado no interior de um banho térmico ajustado para 65°C. Após todos os termopares atingirem essa temperatura, o sistema foi retirado e colocado à temperatura ambiente.

Durante o processo de resfriamento da água, o sistema de aquisição de dados registrou a temperatura dos quatros termopares até que atingissem 27°C. Com isso determinou-se que a incerteza aplicada para a diferença de temperatura entre os quatro termopares era a maior diferença de temperatura medida entre a máxima e a mínima temperatura para um mesmo instante de tempo, resultando assim em uma incerteza máxima de 0,16°C (maiores detalhes ver APÊNDICE A – Análise de Incerteza).

Por fim, para a determinação da incerteza na medição da vazão mássica foram empregados procedimentos estatísticos Tipo A descritos por Albertazzi e Sousa (2008). Esse procedimento leva em consideração a incerteza padrão da amostra, associada ao seu número de graus de liberdade. Observa-se que a maior incerteza experimental encontrada foi de 0,002 kg/s para uma vazão de 0,06656 kg/s. A incerteza associada às demais vazões, bem como o detalhamento dos cálculos, são apresentados no APÊNDICE A – Análise de Incerteza.

#### **4.3.5 Resultados e discussões**

Como já observado, os testes foram realizados para avaliar o funcionamento e o desempenho térmico do protótipo do trocador de calor compacto tipo “Pente”. Os testes também visaram verificar e comparar os resultados obtidos pelo modelo matemático descrito no item 2.7 com os valores registrados nos testes em laboratório. Dessa maneira, serão apresentados primeiramente os dados coletados durante os testes, tais como temperaturas de trabalho, vazões, pressões e resultados como calor transferido e efetividade, para, em seguida, comparar os resultados experimentais com o modelo matemático utilizado.

##### **4.3.5.1 Resultados experimentais**

Depois de testes iniciais, verificou-se, que para poder trabalhar com todas as vazões disponíveis nos criostatos (ou seja, para observar a influência do Número de Reynolds no desempenho do equipamento),



era necessário trabalhar com faixas de temperaturas de entrada do lado frio variando entre 29 e 31°C e do lado quente entre 54 e 55°C. Em outras palavras, escolheu-se, como a melhor alternativa, variar apenas as vazões de ambos os fluxos, mantendo as temperaturas de entrada constantes.

Nos testes executados foram utilizadas as cinco opções de vazões disponíveis no criostato. Primeiramente manteve-se a temperatura de entrada do fluido frio constante (c1) e variou-se a vazão do fluido quente (h1 até h5). O mesmo foi realizado para a vazão 5 do fluido frio (c5), em que foi mantida constante enquanto variava-se a vazão do fluido quente. Esse mesmo procedimento foi executado no lado quente. Ou seja, enquanto a vazão do fluxo quente era mantida constante (h1 e h5), a vazão do fluxo frio era variada de um mínimo até um máximo (c1 até c5).

Os parâmetros de temperatura de entrada, vazão e pressão, além das temperaturas de saída de ambos os lados durante os testes são apresentados na Tabela 19, sendo que, na primeira coluna da tabela, é apresentada a combinação das vazões (lado quente e lado frio) utilizada nos testes.

Tabela 19 – Parâmetros coletados durante os testes.

Teste	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)	$\dot{m}_h$ (kg/s)	$\dot{m}_c$ (kg/s)	$P_{in,h}$ (kPa)	$P_{in,c}$ (kPa)
c1_h1	55,52	29,13	50,92	33,77	0,0708	0,0666	104,63	102,87
c1_h2	55,86	29,05	52,24	34,71	0,0945	0,0666	109,17	102,87
c1_h3	54,87	29,11	51,70	34,75	0,1086	0,0666	112,19	102,87
c1_h4	55,43	29,19	52,34	35,08	0,1163	0,0666	114,41	102,87
c1_h5	55,46	29,16	52,45	35,13	0,1227	0,0666	115,27	102,87
c5_h1	55,10	30,01	49,85	32,93	0,0708	0,1354	104,63	110,71
c5_h2	55,44	30,21	51,12	33,62	0,0945	0,1354	109,17	110,71
c5_h3	55,18	30,16	51,23	33,75	0,1086	0,1354	112,19	110,71
c5_h4	55,38	30,82	51,65	34,49	0,1163	0,1354	114,41	110,71
c5_h5	55,46	30,94	51,79	34,66	0,1227	0,1354	115,27	110,71
h1_c1	55,52	29,13	50,92	33,77	0,0708	0,0666	104,63	102,87
h1_c2	54,88	29,56	49,99	33,22	0,0708	0,1033	104,63	106,00
h1_c3	55,03	29,27	49,83	32,64	0,0708	0,1197	104,63	108,10
h1_c4	55,02	29,22	49,71	32,41	0,0708	0,1301	104,63	109,66
h1_c5	55,04	29,25	49,62	32,28	0,0708	0,1354	104,63	110,71

h5_c1	55,28	30,05	52,33	35,65	0,1227	0,0666	115,27	102,87
h5_c2	55,43	30,21	52,08	34,81	0,1227	0,1033	115,27	106,00
h5_c3	55,53	30,28	51,94	34,47	0,1227	0,1197	115,27	108,10
h5_c4	55,58	30,76	51,94	34,66	0,1227	0,1301	115,27	109,66
h5_c5	55,46	30,94	51,79	34,66	0,1227	0,1354	115,27	110,71

A partir dos dados coletados durante os testes foram calculadas as taxas de transferência de calor tanto do lado quente quanto do lado frio. Deve-se observar que, como o isolamento do trocador não era perfeito, havia perdas de calor para o ambiente. Por isso, adotou-se a taxa média de transferência de calor como medida do calor trocado.

Além disso, fazendo uso da Equação 33 encontrou-se o valor da efetividade para cada um dos escoamentos. Esses valores deveriam ser iguais, contudo, novamente devido à perda de calor para o ambiente, observou-se uma pequena diferença entre estes valores, de forma que decidiu-se adotar valores médios como a efetividade do trocador de calor.

Os valores calculados para cada teste são apresentados na Tabela 20. Estes resultados também estão apresentados na forma de gráficos da transferência de calor média e da efetividade média em função da vazão mássica, os quais estão apresentados nas Figura 134 e Figura 135.

Nas figuras abaixo c1\_h12345 significa que a vazão mássica do lado frio foi mantida constante enquanto que a do lado quente variou de h1 até h5. O mesmo vale para os demais índices: c5\_h12345, h1\_c12345 e h5\_c12345 (lembrando que os valores das vazões de ambos os escoamentos são apresentados na Tabela 18). Logo, as figuras apresentam a variação da transferência de calor média e da efetividade tanto para o fluxo quente mantido constante e o frio sendo variado, quanto para o frio mantido constante e o quente sendo variado.

Tabela 20 – Resultado dos testes.

Teste	$Q_h$ (kW)	$Q_c$ (kW)	$Q_{médio}$ (kW)	$Q_{perdido}$ (kW)	Efet. <sub>h</sub>	Efet. <sub>c</sub>	Efet. Média
c1_h1	-1,362	1,29	1,326	0,072	0,186	0,176	0,181
c1_h2	-1,431	1,575	1,503	-0,144	0,192	0,211	0,201
c1_h3	-1,441	1,57	1,506	-0,129	0,201	0,219	0,210
c1_h4	-1,503	1,639	1,571	-0,136	0,206	0,224	0,215
c1_h5	-1,544	1,663	1,603	-0,119	0,211	0,227	0,219

c5_h1	-1,556	1,654	1,605	-0,098	0,209	0,223	0,216
c5_h2	-1,708	1,929	1,819	-0,221	0,171	0,194	0,182
c5_h3	-1,792	2,034	1,913	-0,242	0,158	0,179	0,168
c5_h4	-1,814	2,081	1,948	-0,267	0,152	0,174	0,163
c5_h5	-1,885	2,104	1,995	-0,219	0,150	0,167	0,159
h1_c1	-1,362	1,29	1,326	0,072	0,186	0,176	0,181
h1_c2	-1,449	1,58	1,515	-0,131	0,193	0,211	0,202
h1_c3	-1,541	1,687	1,614	-0,146	0,202	0,221	0,212
h1_c4	-1,572	1,735	1,654	-0,163	0,206	0,227	0,216
h1_c5	-1,604	1,716	1,66	-0,112	0,210	0,225	0,217
h5_c1	-1,514	1,559	1,537	-0,045	0,216	0,222	0,219
h5_c2	-1,72	1,989	1,855	-0,269	0,158	0,183	0,170
h5_c3	-1,841	2,095	1,968	-0,254	0,146	0,166	0,156
h5_c4	-1,87	2,123	1,997	-0,253	0,147	0,167	0,157
h5_c5	-1,885	2,104	1,995	-0,219	0,150	0,167	0,159

Figura 134 – Variação da transferência de calor em função da vazão mássica.

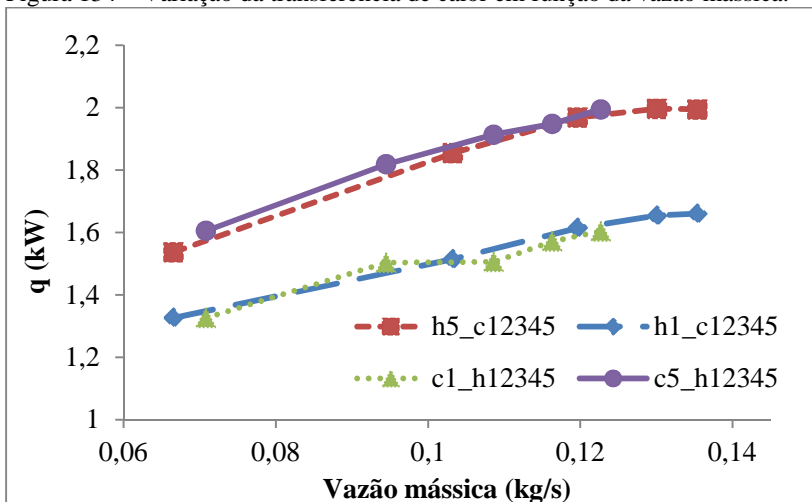
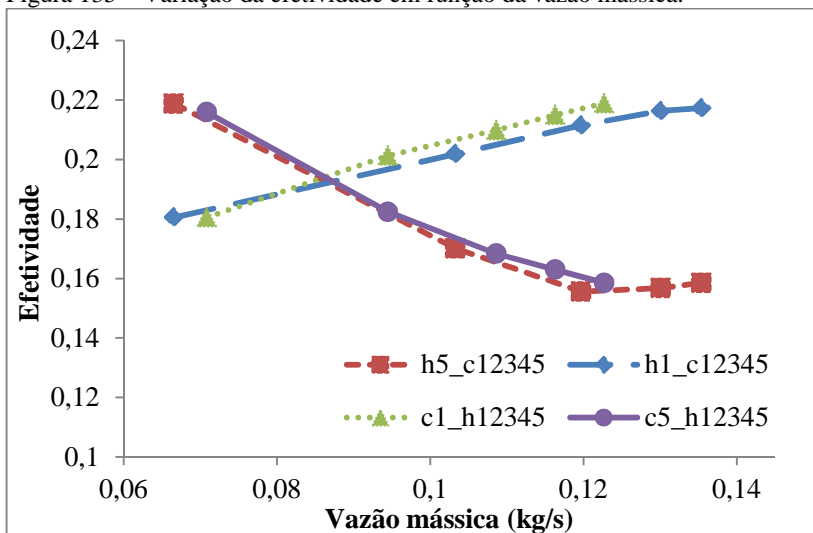


Figura 135 – Variação da efetividade em função da vazão mássica.



A Tabela 20 mostra que a transferência de calor média nos testes variou entre 1,326 kW e 1,997 kW, sendo que os maiores e menores valores registrados foram obtidas, respectivamente, das combinações das maiores (h5\_c5) e menores (c1\_h1) vazões disponíveis. O mesmo pode ser observado na Figura 134, onde percebe-se que, conforme a vazão aumenta a transferência de calor também aumenta, sendo as curvas com as maiores trocas de calor são as dos casos em que as grandes vazões são mantidas constantes, ou seja, para os casos c5\_h12345 e h5\_c12345. Além disso, nota-se que a curva da transferência de calor com a vazão do lado quente mantida constante e a do lado frio variando (h5\_c12345) foi praticamente a mesma para quando a vazão do lado frio foi mantida constante e a do lado quente foi variada (c5\_h12345).

Contudo, as curvas de efetividade demonstram um comportamento diferente da transferência de calor. Durante os testes foram registrados valores de efetividade média variando entre 0,156 a 0,219, como evidenciado na Tabela 20. Analisando a Figura 135 é possível perceber que as maiores efetividades foram registradas nos casos em que uma das vazões era a máxima e a outra era a mínima, ou seja, os pontos c1\_h5 e c5\_h1. Seguindo a mesma linha de raciocínio, pode-se perceber que, quanto maior era a diferença entre o valor da vazão que variava e o valor da vazão mantida constante, maior era a

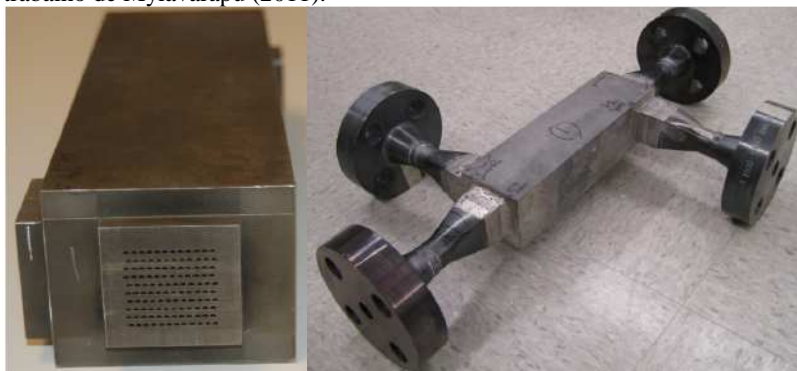
efetividade. Por exemplo, a curva c5\_h12345 tem o ponto mais alto no início, visto que as vazões apresentam a maior diferença possível, e conforme a vazão do lado quente aumenta, a efetividade diminui, até que a vazão do lado quente atinja o máximo e fique com um valor muito próximo do valor da vazão do lado frio, ponto onde foi registrada a menor efetividade da curva. Esta mesma observação se estende para os demais casos.

Em um primeiro momento os valores calculados de efetividade podem ser considerados relativamente baixos, contudo deve-se ressaltar que ainda não foram realizadas melhorias no projeto do equipamento, tais como: escolha da melhor espessura de aleta, do melhor caminho de escoamento, do tipo de fluxo (cruzado, contra corrente ou corrente cruzada), do tamanho do canal, etc, dentre outras opções que ainda podem ser implementadas.

Além disso, o objetivo principal desta fase inicial da pesquisa foi desenvolver tecnologias a ser empregada na fabricação de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão. Os testes de troca de calor foram realizados apenas para atestar a capacidade do equipamento em realizar trocas térmicas. Porém, mesmo que a efetividade do trocador tenha sido baixa, a quantidade de calor transferido entre os fluxos, levando em consideração o volume do trocador, foi elevada.

Para efeitos de comparação, pode-se citar o estudo realizado por Mylavarapu (2011), em que o autor projetou e fabricou um trocador de calor compacto de circuito impresso, como mostrado na Figura 136. Os testes realizados consistiam em investigar a influência de parâmetros como vazão e temperatura na transferência de calor do equipamento, tendo como fluido de trabalho, em ambos os lados, o gás hélio. Dentre os testes realizados, aquele que apresentou os menores números de Reynolds foi o 5-HX2, com 964 para o lado quente e 898 para o lado frio. Neste caso, o calor transferido pelo trocador foi de 4,639 kW em um volume de  $2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ , logo a quantidade de calor transferido por unidade de volume foi de aproximadamente  $17438 \text{ kW/m}^3$ .

Figura 136 – Trocador de calor compacto de circuito impresso utilizado no trabalho de Mylavarapu (2011).



Fonte: Mylavarapu (2011).

Para o trocador do tipo “pente” do presente trabalho, aquele que apresentou os valores de Reynolds mais próximos do caso descrito acima foi o teste c5\_h2, em que os números Reynolds registrados foram 939 para o lado quente e 890 para o lado frio. Neste teste o calor médio trocado foi de 1,818 kW para um volume de  $1,26 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ . Logo a transferência de calor média por unidade de volume foi de  $14428 \text{ kW/m}^3$ .

Comparando os resultados, mesmo que com fluidos diferentes, pode-se perceber que as potências transferidas por unidade de volume dos dois equipamentos foram muito próximas, mostrando que por mais que o permutador tipo “Pente” não apresente uma efetividade elevada, a quantidade de calor trocada por unidade de volume pode ser considerada alta, visto que teve praticamente a mesma ordem de grandeza do trocador de calor de circuito impresso.

Contudo, uma melhor análise dos resultados pode ser realizada utilizando como base de comparação o trocador de calor desenvolvido por Luo et al (2007), cujo estudo verificou a influência de diferentes bocais no desempenho do equipamento. Foi utilizado um mini trocador de calor de corrente cruzada (MCHE), com 56,5 mm de largura, 56,5 mm de comprimento e 56,5 mm de altura, composto por canais circulares de 2,5 mm de diâmetro, em alumínio, como mostrado na Figura 137. Este mini trocador de calor apresenta características geométricas e parâmetros de funcionamento muito próximos dos empregados na presente pesquisa, visto que, ambos trabalham com

escoamento em corrente cruzada e água como fluido de trabalho, além de possuírem diâmetros hidráulicos e volumes muito parecidos.

Figura 137 – Mini trocador de calor de corrente cruzada com dutos circulares.



Fonte: Luo et al (2007).

Devido a essa semelhança, uma comparação entre estes dois permutadores é mais interessante do que a comparação realizada anteriormente com o trocador de calor de circuito impresso. Nos testes realizados por Luo et al (2007), fixou-se o número de Reynolds e a temperatura no lado quente (363 e 30°C, respectivamente), para que fosse analisada a influência da variação do número de Reynolds do lado frio no desempenho do equipamento. A potência de transferência de calor do equipamento alternou entre 940 e 1200 W com o número de Reynolds do lado frio variando entre 50 e 260. O autor ainda afirma que a potência volumétrica transferida pelo equipamento teve uma ordem de magnitude de aproximadamente 6000 kW/m<sup>3</sup>. Já no caso do trocador tipo “pente”, empregando como parâmetro de comparação os menores número de Reynolds utilizados nos testes ( $Re_h = 702,7$  e  $Re_c = 435$ ), o permutador apresentou uma potência volumétrica de transferência de calor de aproximadamente 10523 kW/m<sup>3</sup>. Valor muito superior ao trocador utilizado nos testes de Luo et al (2007).

Outra maneira de comparar os resultados apresentados pelo trocador tipo “pente” com outros equipamentos é através do coeficiente global médio de transferência de calor.

De acordo com Shah e Sekulic (2003) uma análise simples do coeficiente médio de transferência de calor e do custo para diversos

tipos de permutadores foi realizada por ESDU (1994). A base de comparação é a razão entre a transferência de calor e a média logarítmica da diferença de temperaturas. No presente trabalho, o resultado alcançado no teste c5\_h5 apresentou a razão  $q/\Delta T_{lm}$  mais próxima dos demais equipamentos relacionados por ESDU (1994), conforme mostra a Tabela 21.

Tabela 21 – Comparação do coeficiente médio de transferência de calor entre diversos tipos de trocadores.

Trocador de calor	$q/\Delta T_{lm}$ (W/K)	Fluxo frio	Fluxo quente	U (W/m <sup>2</sup> K)
Trocador de calor de Circuito impresso	1000	Água	Água	3230
Trocador tipo Casco - tubo compacto	1000	Água	Água	938
Trocador de calor tipo placas soldadas	1000	Água	Água	1328
Trocador de calor tipo placas com gaxeta	1000	Água	Água	3457
<b>Trocador de calor tipo “pente”</b>	<b>100</b>	<b>Água</b>	<b>Água</b>	<b>2077</b>

Fonte: Hesselgreaves (2001), ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (2000).

Analisando os valores apresentados na Tabela 21, seriam necessários 10 protótipos do trocador tipo “Pente” empilhados para que este atingisse o mesmo valor de  $q/\Delta T_{lm}$  dos demais equipamentos. Neste caso, o coeficiente global médio de transferência de calor do trocador tipo “pente” seria maior do que de trocadores mais conhecidos como casco-tubo e do tipo placa soldada, e menor que o dos trocadores de circuito impresso e do tipo placa com gaxeta, assumindo assim uma posição intermediária entre os trocadores comparados. Tendo em vista que o projeto está ainda em uma fase muito preliminar, estes resultados se mostram promissores, uma vez que o equipamento desenvolvido tem ainda vasto campo para ser aprimorado.



#### 4.3.5.2 Comparação dos resultados teóricos e experimentais

Utilizando o equacionamento descrito no item 2.7, foi possível desenvolver um modelo teórico que descreve o comportamento do trocador de calor tipo “Pente”. Tal modelamento foi desenvolvido e implementado no software EES (*Engineering Equation Solver*). Constatou-se que, em todos os testes realizados, a camada limite térmica estava em desenvolvimento, o que acarreta em uma maior transferência de calor se comparado com o escoamento plenamente desenvolvido, uma vez que o número de Nusselt é maior nesses casos. Os três modelos do número de Nusselt: Lee e Garimella (2006), Shah e London (1978 apud LEE, 2007) e Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007), descritos no item 2.7.2, foram implementados e os resultados obtidos foram comparados com dados experimentais, resultando nos gráficos da taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds, mostrados nas Figura 138, 139, 140 e 141, que representam respectivamente os casos c1\_h12345 ( $Re_c = 436$  constante), c5\_h12345 ( $Re_c = 894$  constante), h1\_c12345 ( $Re_h = 696$  constante) e h5\_c12345 ( $Re_h = 1227$  constante). Nesses casos o número de Reynolds de um dos lados foi mantido constante e o do outro lado foi variado, mostrando a influência do número de Reynolds na transferência de calor.

Figura 138 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste c1\_h12345 ( $Re_c = 436$ ).

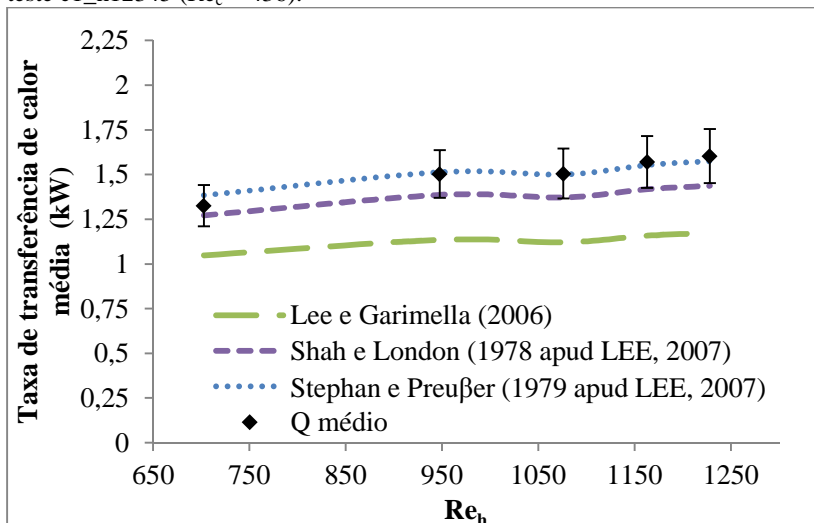


Figura 139 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste c5\_h12345 ( $Re_c = 894$ ).

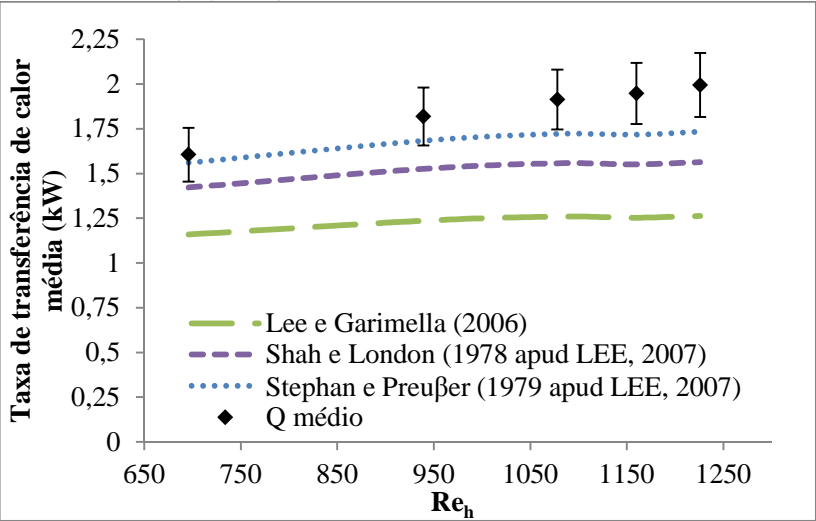


Figura 140 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste h1\_c12345 ( $Re_h = 696$ ).

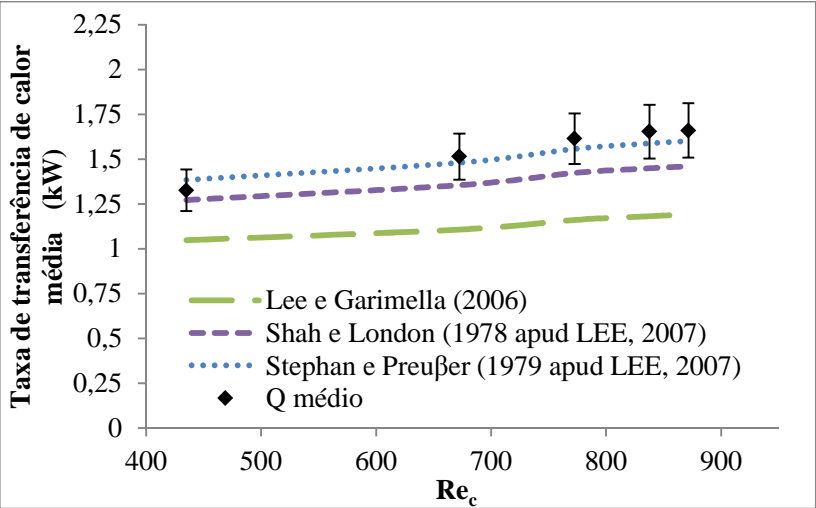
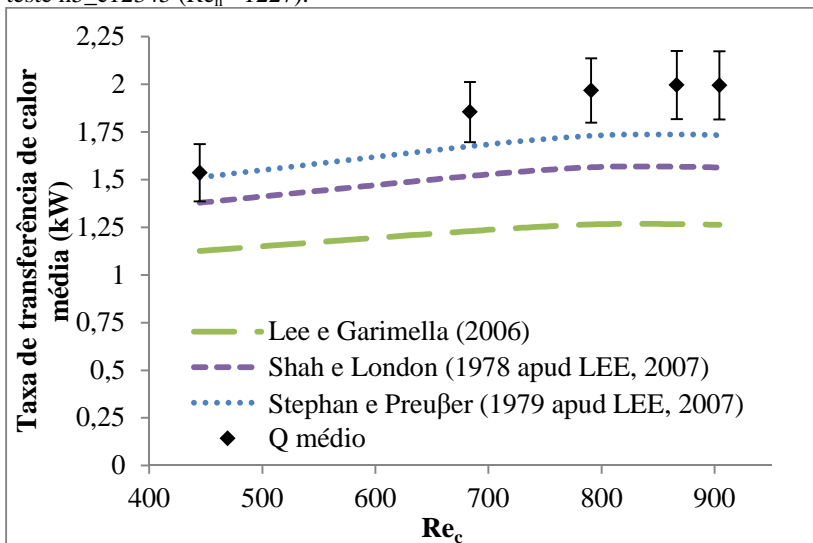


Figura 141 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais do presente trabalho para a transferência de calor média para o teste h5\_c12345 ( $Re_h = 1227$ ).



Aplicando o mesmo procedimento de comparação entre os valores teóricos e experimentais, mas desta vez para a efetividade do trocador, foi possível traçar curvas, baseadas em cada um dos modelos. Os resultados dos quatro casos são apresentados nas Figura 142, 143, 144 e 145, mostradas abaixo.

Figura 142 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste c1\_h12345 ( $Re_c = 436$ ).

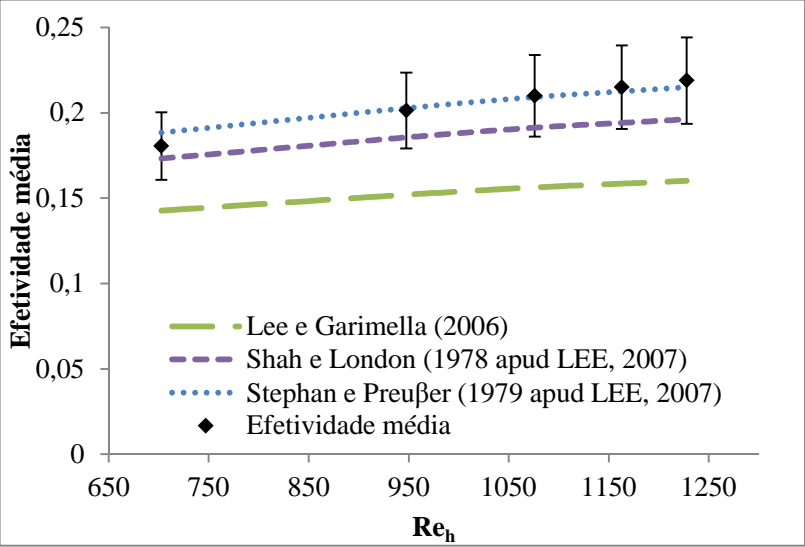


Figura 143 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste c5\_h12345 ( $Re_c = 894$ ).

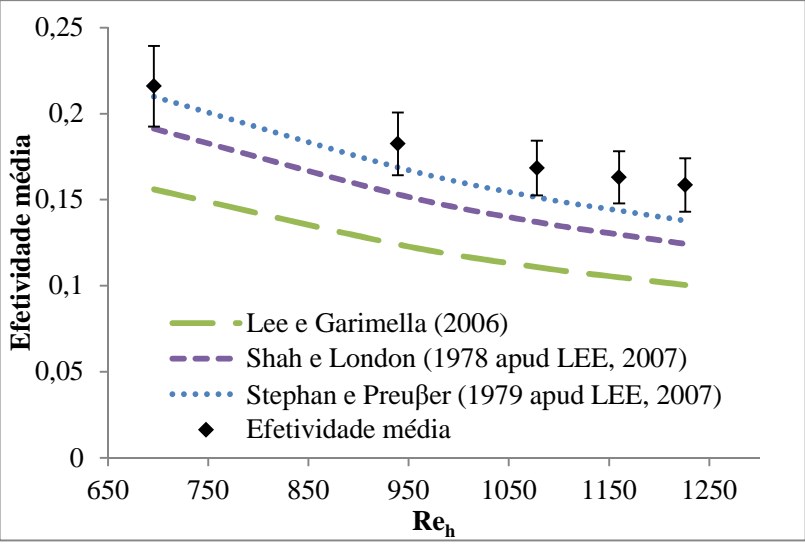


Figura 144 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste h1\_c12345 ( $Re_h = 696$ ).

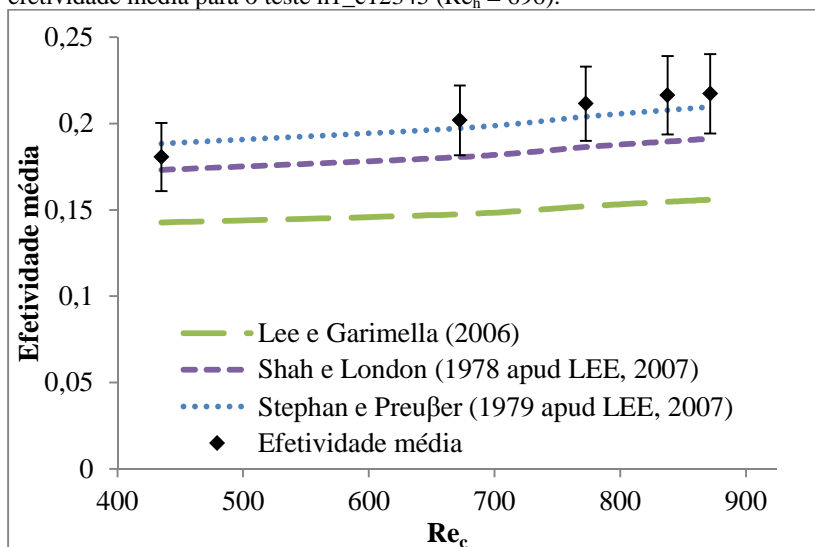
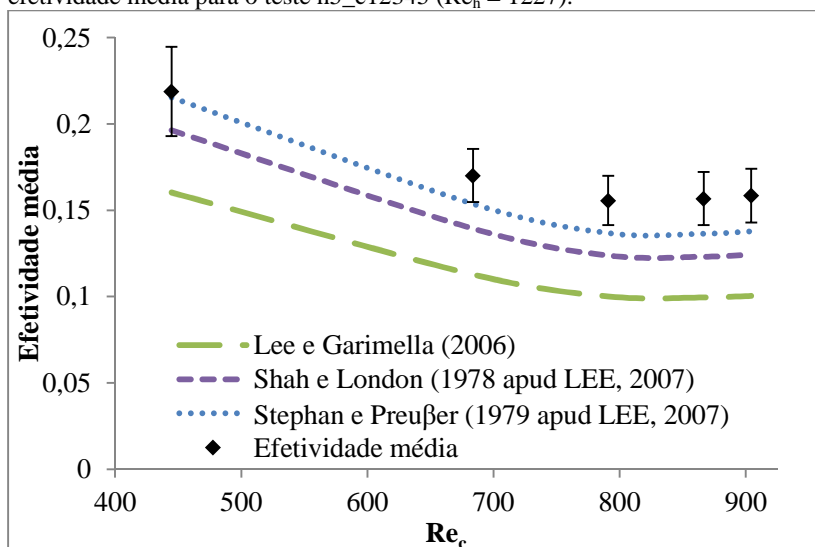


Figura 145 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para a efetividade média para o teste h5\_c12345 ( $Re_h = 1227$ ).

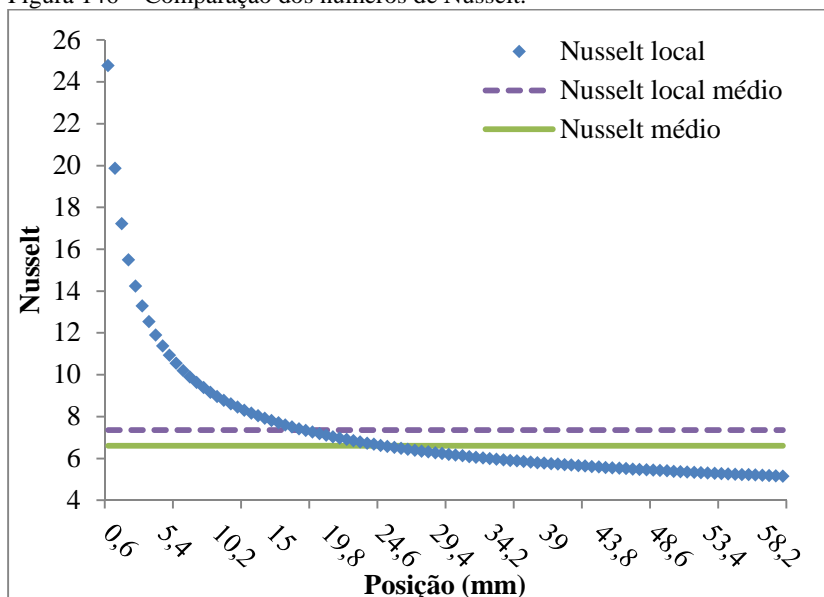


As figuras acima deixam claro que os modelos teóricos seguem o mesmo comportamento dos resultados experimentais, sendo que o modelo de Stephen e Preußer (1979 apud LEE, 2007), é o que apresenta melhor comparação, estando, em quase todos os pontos, localizado dentro da faixa de incerteza dos dados experimentais. É possível também notar que o modelo de número de Nusselt sugerido por Lee e Garimella (2006) é o que mais se distancia dos resultados experimentais, estando, para a maioria dos pontos, fora da faixa de incerteza dos dados. Um dos motivos dessa diferença pode ser o fato de que, no trabalho desenvolvido pelos autores, os modelos foram desenvolvidos para dutos de diâmetros hidráulicos muito baixos, menores que 0,9 mm, e, no presente caso o diâmetro hidráulico é de 2 mm, ou seja, pode ser que o modelo apresente melhores resultados para diâmetros hidráulicos menores.

Outro fator que pode explicar a diferença entre os resultados teóricos empregando o modelo de Lee e Garimella (2006) e os resultados experimentais é apresentado na Figura 146. A figura apresenta a curva do número de Nusselt para três casos distintos:

- os pontos no gráfico representam o número de Nusselt local em função da posição dentro do canal, utilizando a expressão sugerida pelo próprio Lee e Garimella (2006) (Equação 42). No total foi calculado o número de Nusselt local para cem pontos ao longo do canal, espaçados entre eles com a mesma distância;
- a reta tracejada representa a média dos Números de Nusselt local calculada a partir dos cem pontos ao longo do canal;
- e a reta contínua representa o número de Nusselt médio calculado a partir da Equação 44 sugerida por Lee e Garimella (2006) e que foi utilizado neste trabalho.

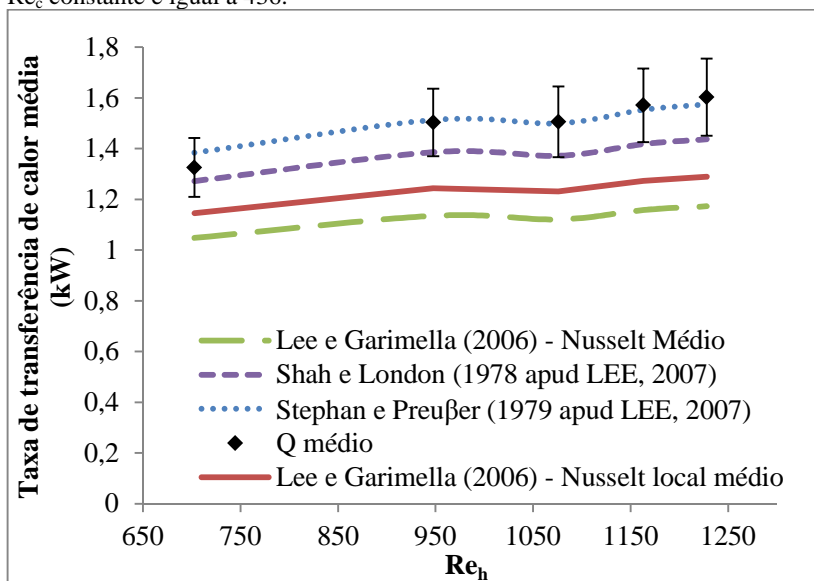
Figura 146 – Comparação dos números de Nusselt.



Observando a Figura 146 pode-se perceber que existe uma pequena diferença entre as curvas médias. O número de Nusselt médio mostrado na figura pela reta contínua em verde, foi de aproximadamente 6,611. Já o número de Nusselt local médio mostrado pela linha tracejada em roxo, (que foi calculado a partir do Nusselt local definido pelos pontos azul), foi de 7,356. Ou seja, houve uma diferença de 11% entre os valores dos dois números de Nusselt apresentados. Essa pequena variação existente entre o número de Nusselt médio e a média dos números de Nusselt locais, pode ser um dos fatores responsáveis pela diferença encontrada entre os resultados teóricos usando o modelo do número de Nusselt médio de Lee e Garimella (2006) e os experimentais.

Fazendo os cálculos da transferência de calor utilizando os dois números de Nusselt médio descritos acima e comparando-os, percebeu-se que empregando os valores médios do número de Nusselt local, a curva fica mais próxima dos valores reais, mas, mesmo assim, não apresenta valores tão próximos quanto os demais modelos, como mostrado na Figura 147.

Figura 147 – Comparação dos números de Nusselt para o teste c1\_h12345 com  $Re_c$  constante e igual a 436.



Como já observado, dentre as três correlações empregadas, aquela que mais se aproximou dos resultados experimentais foi a de Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007). Na maioria dos casos, os resultados utilizando esse modelo ficaram dentro da faixa de incerteza dos dados experimentais, com as maiores diferenças, entre o teórico e o experimental, registradas para altos números de Reynolds, e mesmo nesses casos os resultados foram muito próximos.

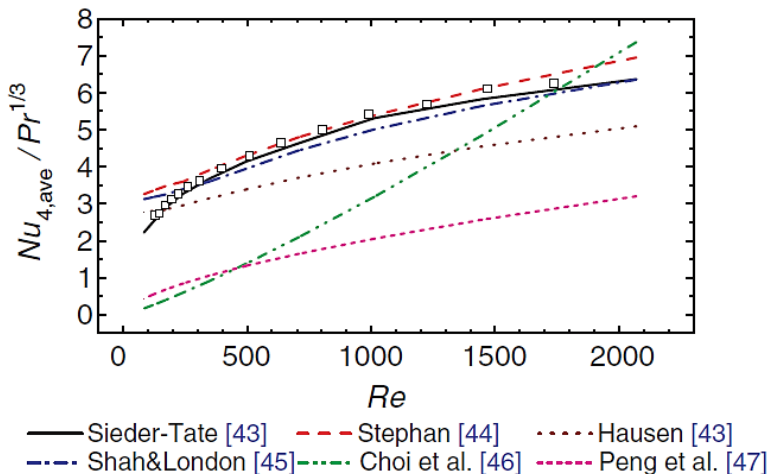
Como comentado anteriormente, por mais que as correlações sugeridas por Shah e London (1978 apud LEE, 2007) e Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) tenham sido inicialmente desenvolvidos para tubos circulares, elas têm sido frequentemente empregadas para tubos não circulares (LEE, 2007), apresentando, como mostrado neste trabalho, bons resultados para dutos de seção quadrada.

Li et al (2007) compara os resultados alcançados por ele (através de simulação) com diversas correlações de números de Nusselt médio para dutos retangulares estudados na literatura. Assim como havia sido feito por Lee (2007), o autor também considerou as correlações de Shah e London (1978 apud LEE, 2007) e Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) como correlações adequadas para dutos retangulares. O resultado desta comparação pode ser visto na Figura 148, onde os quadrados da



figura representam os valores alcançados por Li et al (2007) e as linhas representam os resultados teóricos utilizando diferentes modelos do número de Nusselt.

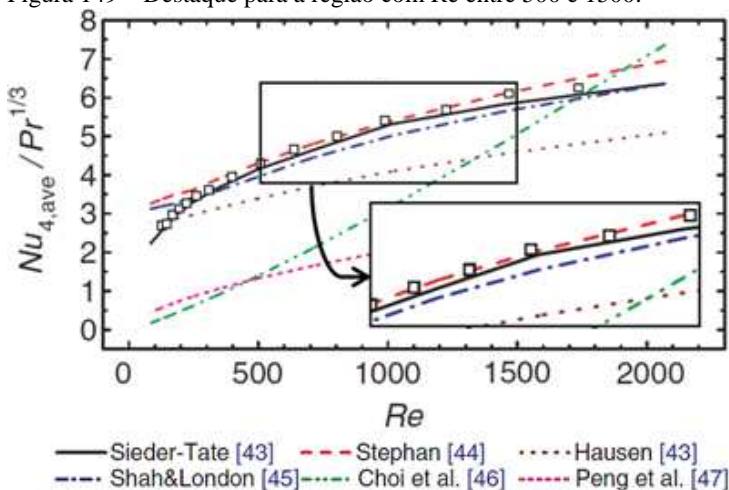
Figura 148 – Comparação da razão do número de Nusselt pelo número de Prandtl em função de  $Re$  para correlações frequentemente empregadas.



Fonte: Adaptado de LI et al (2007)

Dentre as correlações mostradas, as que mais se aproximaram do resultado alcançado pelo autor foram justamente as correlações empregadas inicialmente para dutos circulares: Shah e London (1978 apud LEE, 2007), Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) e Sieder e Tate (1936, apud INCROPERA; DEWITT, 2008). O autor afirma que todas as três correlações fornecem previsões consistentes e muito próximas dos resultados obtidos através das simulações realizadas por ele. Além dessas correlações, o autor também compara os resultados alcançados com a expressão sugerida por Lee e Garimella (2006), e afirma que a mesma também apresentou um bom resultado.

Destacando na Figura 148 a região do eixo  $x$  compreendida entre 500 e 1500 (valores de  $Re$  utilizados nesse trabalho) é possível perceber que a correlação proposta por Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) apresentou a melhor aproximação dos resultados obtidos por Li et al (2007) através das simulações em CFX (Figura 149), do mesmo modo que ocorreu na presente pesquisa.

Figura 149 – Destaque para a região com  $Re$  entre 500 e 1500.

Fonte: Adaptado de LI et al (2007)

Analisando os resultados obtidos com os modelos de Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) e de Shah e London (1978 apud LEE, 2007) e comparando com os resultados experimentais obtidos no presente trabalho, é possível perceber que as curvas de efetividade e de transferência de calor, em algumas situações, apresentaram uma pequena diferença entre resultados teóricos e os dados experimentais. Um dos motivos que possivelmente justifique essa diferença é a perda de calor do equipamento para o ambiente. Como mostrado na Tabela 20, em todos os testes, o equipamento apresentou uma perda de calor para o ambiente, tendo uma média de calor perdido de 0,15 kW, o equivalente à 8% da média geral de transferência de calor do protótipo. Provavelmente, as regiões de entrada e saída do trocador foram os locais em que ocorreram as maiores perdas de calor, visto que os bocais foram construídos com praticamente o mesmo comprimento do protótipo, tendo então uma grande área se comparado com o equipamento.

Pode-se, porém, afirmar que, de maneira geral, todos os modelos teóricos tiveram um bom resultado, principalmente utilizando a correlação de Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) que apresentou valores muito próximos dos experimentos. A Figura 150 apresenta os dados experimentais junto com a curva teórica e suas margens de variação de 10 %. Observa-se que, para taxas de transferência de calor mais elevadas, os pontos experimentais tendem a se afastar do modelo,

mas, mesmo assim, a maioria dos valores se concentrou dentro desta margem de variação. Já para baixas trocas de calor os resultados experimentais foram bem próximos da reta de ajuste ideal (teórico = experimental).

Na Figura 150 ainda é apresentado o erro médio quadrático (RMSE) que quantifica a magnitude média dos erros estimados. De acordo com Alves e Vecchia (2011) quanto mais próximo esse erro estiver de zero maior a qualidade dos valores estimados. Além disso, na figura ainda é apresentado o erro do desvio médio (MBE) que indica se o modelo está subestimado (valor negativo) ou superestimado (valor positivo), o ideal é ter um MBE tendendo a zero. Segundo PAIVA (2007), RMSE quantifica a dispersão dos resultados teóricos em relação aos experimentais, enquanto que MBE quantifica o desvio existente entre os resultados.

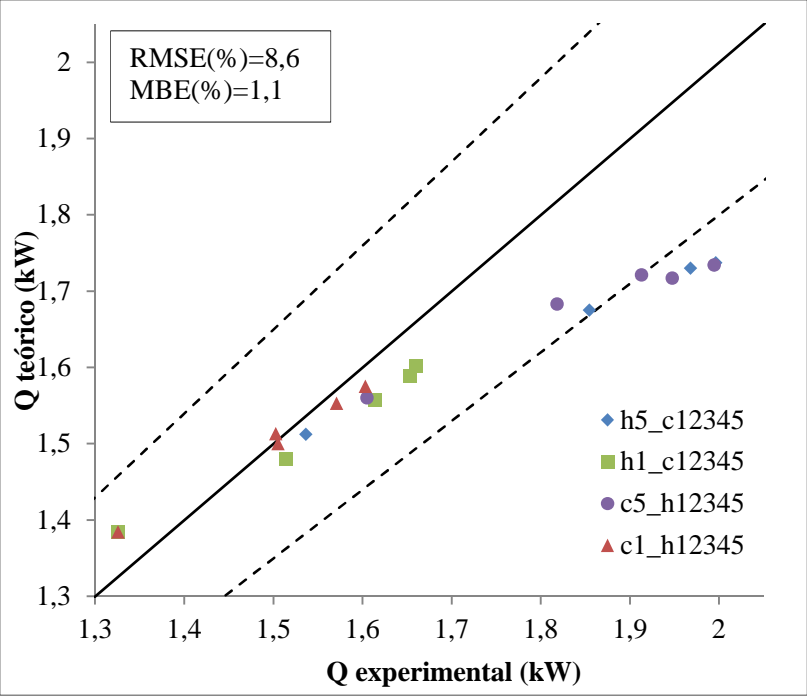
As expressões que definem erro médio quadrático (RMSE) e o erro do desvio médio (MBE) são apresentadas a baixo:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (q_{teo,i} - q_{ex,i})^2}{N}} \quad (54)$$

$$MBE = \frac{\sum_{i=1}^n (q_{teo,i} - q_{ex,i})}{N} \quad (55)$$

onde  $q_{teo}$  e  $q_{ex}$  são, respectivamente, os valores teóricos e experimentais da transferência de calor, enquanto que  $N$  representa o número total de informações disponíveis para comparação.

Figura 150 – Resultados comparativos entre a transferência de calor experimental e teórica, utilizando o modelo de Stephan e Preußer, 1979.



## 5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Neste trabalho foi realizado um estudo de trocadores de calor compactos, tendo como principal objetivo o desenvolvimento de novas tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão. Dentre as tecnologias e protótipos confeccionados, aquele que apresentou as melhores características de fabricação foi o trocador tipo “Pente”. Em virtude disso foi fabricado e testado um trocador de calor compacto utilizando esta tecnologia e os resultados experimentais foram comparados com modelos teóricos obtidos da literatura.

As principais realizações e resultados desenvolvidos e obtidos neste trabalho são listados a seguir.

- Desenvolvimento de cinco novas tecnologias de recheios para fabricação de trocadores de calor compactos soldados por difusão: tubo quadrado, fio quadrado, fio circular, tipo “pente aproveitado” e tipo “pente”.
- Verificação de que o processo de corte a laser para fabricação dos canais de passagem do trocador apresenta duas grandes adversidades: respingo de metal fundido sobre a placa e ressalto nas regiões cortadas (rebarbas), fatores que impossibilitam o processo de soldagem por difusão das chapas.
- Constatação de que o protótipo confeccionado a partir do tubo quadrado apresentava diversas falhas na soldagem dos elementos, principalmente no meio das paredes superiores e inferiores dos tubos.
- Comprovação de que o espaçador utilizado para o posicionamento dos fios quadrados e circulares teve bom resultado, mantendo os fios espaçados um do outro. Entretanto, mesmo utilizando esse artifício para separação dos fios, o procedimento de empilhamento das camadas apresentou algumas dificuldades.
- Verificação que a tecnologia de recheio de fios circulares desenvolvida neste trabalho acoplada ao trabalho de Paiva (2007) pode posteriormente ser utilizada para a confecção de tubos de calor empilhados.
- Constatação de que o processo de “pente aproveitado” apresentava um procedimento de posicionamento e empilhamento das camadas mais simples que os protótipos confeccionados com fios e tubos. Contudo, a desvantagem dessa tecnologia resume-se

na diferença de tamanho entre as peças fabricadas pelo corte e o fato de que a largura do canal nunca poderá ser confeccionada com a mesma dimensão da largura da parede, uma vez que o corte a jato de água consome alguns milímetros de material.

- Através da comparação entre os cinco protótipos confeccionados, constatou-se que aquele que apresentou as melhores características de fabricação foi o trocador tipo “pente”, em virtude principalmente da facilidade de posicionamento e empilhamento das camadas do trocador.
- Realizou-se o estudo dos melhores parâmetros de soldagem por difusão do cobre, comparando-os por meio dos ensaios de tração, tendo como resultado cinco conjuntos de parâmetros, que apresentavam a mesma ordem de grandeza. Contudo, constatou-se através do ensaio de cisalhamento, que as elevadas temperaturas de soldagem podem ter resultado em um crescimento de grãos do material, reduzindo assim para dois o número de conjuntos de melhores parâmetros de soldagem por difusão do cobre: 1) Pressão de 4 MPa, Temperatura 750 °C e tempo de 60 minutos e 2) Pressão de 21 MPa, Temperatura 750 °C e tempo de 60 minutos.
- Verificou-se que os procedimentos adotados para a soldagem por difusão em *Forschungszentrum Jülich* eram praticamente os mesmos adotados no LABTUCAL, comprovando que o processo utilizado no laboratório estava de acordo com os dos demais institutos que estudam essa técnica há mais tempo. Contudo, comprovou-se que a utilização de um forno prensa para a soldagem por difusão apresenta um melhor controle dos parâmetros, do que o processo Matriz-Parafuso empregado no LABTUCAL.
- Comparando os parâmetros utilizados para a soldagem por difusão das amostras de cobre em *Forschungszentrum Jülich* com os parâmetros utilizados para confecção das amostras no LABTUCAL, verificou-se pelo “*ram tensile test*” que o aumento da pressão de soldagem de 4 MPa para 21 MPa, tendo  $T = 750^{\circ}\text{C}$  e  $t = 60$  minutos, pouco influenciou na resistência da amostra.
- Constatou-se que, nos testes de cisalhamento, o ideal é trabalhar com chapas finas para diminuir a influência das forças perpendiculares na região soldada, dessa maneira é possível avaliar apenas os esforços cisalhantes nas amostras.

- Através da fabricação e dos testes do trocador tipo “pente” constatou-se que o equipamento fabricado apresentava uma baixa efetividade. Contudo, a quantidade de calor trocado por unidade de volume foi elevada, sendo maior que o mini trocador de calor de corrente cruzada (MCHE) projetado por Luo et al (2007), e um pouco menor que o trocador de circuito impresso desenvolvido por Mylavarapu (2011).
- Comparando o coeficiente global médio de transferência de calor do trocador tipo “pente” com o dos demais permutadores de calor, constatou-se que o equipamento possuía um valor intermediário dentre os tipos avaliados.
- Comprovou-se que o modelo teórico utilizado neste trabalho teve um comportamento muito parecido com o dos resultados experimentais. Dentre as correlações de número de Nusselt utilizadas, a proposta por Stephan e Preußer (1979 apud LEE, 2007) apresentou os melhores resultados, tendo um comportamento muito próximo do real para baixos números de Reynolds.

Assim, processos inovadores para fabricação de recheios foram desenvolvidos, contribuindo para o estado da arte em trocadores de calor compactos soldados por difusão e proporcionando um embasamento teórico e experimental que permitirá o prosseguimento de trabalhos futuros nesta linha de pesquisa.

Como sugestão para os trabalhos futuros, os seguintes tópicos são recomendados:

- Estudo dos melhores parâmetros de soldagem por difusão do aço inoxidável, dando continuidade aos estudos iniciados neste trabalho em parceria com *Forschungszentrum Jülich*.
- Desenvolvimento de um trocador de calor compacto soldado por difusão em aço inoxidável utilizando a tecnologia tipo “pente”, e realização de um estudo a respeito das melhorias no projeto do equipamento, tais como uma análise da espessura da aleta, do percurso do escoamento, do tipo de fluxo (cruzado, contra corrente ou corrente cruzada), do tamanho do canal, entre outras opções que ainda podem surgir.
- Proposta de uma correlação do número de Nusselt para canais retangulares que retrate melhor o comportamento do equipamento para número de Reynolds maiores.

- Realização de testes utilizando gás-líquido como fluidos de trabalho para verificar a influência da fase do fluido no desempenho térmico do equipamento.
- Determinação da pressão máxima suportada pelo canal através de simulação numérica e da modelagem matemática dos fenômenos físicos e comprovação dos resultados através de testes experimentais.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A. R.de. **Fundamentos de Metrologia científica e industrial**. Barueri. Ed. Manole, 2008.

ALVES, E. D. L.; VECCHIA, F. A. S. Análise de diferentes métodos de interpolação para a precipitação pluvial no Estado de Goiás. **Acta Scientiarum. Human and Social Sciences**, v. 33, n. 2, p. 193-197, 2011.

AMERICAN WELDING SOCIETY (A.W.S). **Welding Handbook**, 7. ed. vol. 2, 1978.

AMERICAN WELDING SOCIETY (AWS). **Welding Handbook: Metals and Their Weldability**. 6 ed. Miami: The Macmillan Press Ltd., 1972.

ARTISAMETAIS. **Especificações do Cobre**: Propriedades mecânicas. Disponível em: <<http://artisametais.com.br/cobre/>>. Acesso em: 15 jun. 2013.

ASM COMMITTEE. **Cleaning and finishing of copper and copper alloys**: Metals Handbook, 8 ed., vol. 2, pp. 635-647, 1973.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT – **NBR ISO 6892–1. Materiais Metálicos – Ensaio de Tração à Temperatura Ambiente**. ABNT, Rio de Janeiro, 2013.

ASTM - E8/E8M–11. **Standards test methods for tension testing of metallic materials**. ASTM, 2012.

ASTM D1002-10. **Standard Test Method for Apparent shear strength of single-lap-joint adhesively bonded metal specimens by tension loading (Metal-to-Metal)**, American Society for Testing and Materials. Oct. 2010.

AVAGYAN, V. Development of technology for brazing and diffusion welding of copper accelerating structures, *Physical Review Special*

Topics - **Accelerators And Beams**, vol. 9, p. 083501-1-083501-4. 25 Aug. 2006.

BALASUBRAMANIAN, V.; RAMANATHAN, T.; SIVAKUMAR, B. Mathematical model to predict the bonding strength of friction welded drills. **Proceedings of 17th All India Manufacturing Technology Design And Research Conference**, Warangal, India, p. 65-70. Jan. 1997.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**, John Wiley & Sons, 3 ed., 2004.

BEJAN, A. **Shape and Structure, from Engineering to Nature**. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.

BEJAN, A., **Heat Transfer**. New York, John Wiley & Sons, 1993.

BEJAN, A.; KRAUS, A. D., **Heat Transfer Handbook**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.

BORSATTI, J. E. **Estudo do sistema duto-trocador de calor compacto para veículos de competição**. 2010. 152 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

CALLISTER, Jr., Willian D.. **Ciência e Engenharia de Materiais Uma Introdução**. 7. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2008.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de Calor e Massa**, 3 ed., McGraw-Hill, 2009.

CHIAVERINI, V. **Tecnologia Mecânica**. 2 ed. São Paulo: Editora McGrawHill LTDA, 1986.

CHIESA, F. **Resfriadores Compactos: Uma proposta de solução para trocadores de calor ar -água**. 2002. 136 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 2002.

CREMASCO, M. A. **Fundamentos de Transferência de massa**. 2. Ed. Campinas: Editora da Unicamp, 2002.

CROCKETT, M., LANE, J. W., KIRCHOFF, V., JOSEPHSON, M. E., GAO, H.P., MANJUNATH, B. **Stainless Steel or Stainless Steel Alloy for diffusion bonding**, US patent 2008/0296354

ELSSNER, G.; PETZOW, G. Metal/ceramic joining, **ISIJ International**, vol. 30, n. 12, pp. 1011-1032, 1990.

ETEMAD S.G.H.; BAKHTIARI F. General equations for fully developed fluid flow and heat transfer characteristics in complex geometries. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Volume 26, Issue 2, February 1999, p. 229-238.

ETSU e WS ATKINS CONSULTANTS LTD (United Kingdom). UK (Org.). **Compact Heat Exchangers a Training Package For Engineers**: Energy Efficiency Best Practice Programme. 2000. 244 p.

FILHO, M. I. **Aplicação de Técnicas de fabricação por laser na confecção de dispositivos médicos endoluminais**. 116 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

GODOY, S. M. de. **Eficiência térmica de trocadores de calor compactos através de simulação numérica**. 2008. 97 f. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paul, São Carlos, 2008.

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. de P. **Instrumentação em Ciências Térmicas**, 1998. Disponível em:

<<http://www.labtermo.ufsc.br/publica/apostInstrum.pdf>>. Acesso em: 09 set. 2013.

GUTIERREZ, P. F. C. **Análise de trocadores de calor compactos para desumidificação de ar**. 2006. 116 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

HESSELGREAVES, J. E., **Compact Heat Exchangers**: Selection, Design and Operation. New York: Publisher Pergamon, 2001.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.. 2008. 643p.

KAYS, W.M.; LONDON, A.L. **Compact Heat Exchangers**, 3ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1998.

LEE, P.; GARIMELLA, S. V. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular micro channels of different aspect ratios. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. Vol. 49, Issues 17-18, p. 3060-3067, ago. 2006.

LEE, P. **Heat transport in silicon microchannel arrays**. 164 f. Tese de Doutorado – School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 2007.

LI, Z.; HUAI, X.; TAO, Y.; CHEN, H. Effects of thermal property variations on the liquid flow and heat transfer in microchannel heat sinks. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, Issues 17-18, p.2803-2814, dez. 2007.

LINDSTROM, J. D. **DESIGN AND EVALUATION OF COMPACT HEAT EXCHANGERS FOR HYBRID FUEL CELL AND GAS TURBINE SYSTEMS**. 132 f. Dissertação de Mestrado - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial, Montana State University, Bozeman, 2005.

LUO, L. et al. Integration of constructal distributors to a mini crossflowheat exchanger and their assembly configuration optimization. **Chemical Engineering Science**, v. 62, n. 13, p.3605-3619, jul. 2007.

MAHENDRAN G.; BALASUBRAMANIAN V.; SENTHILVELAN T. Influences of diffusion bonding process parameters on bond characteristics of Mg-Cu dissimilar joints. **Transactions of Nonferrous Metals Society of China**, Volume 20, Issue 6, p. 997-1005. Jun 2010.

MAHENDRAN, G.; BABU, S.; BALASUBRAMANIAN, V. Analyzing the Effect of Diffusion Bonding Process Parameters on Bond Characteristics of Mg-Al Dissimilar Joints. **Journal Of Materials Engineering And Performance**, p. 657-665. jul. 2010.

MARTINELLI, A. E. **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum**. 228 f. Tese de Doutorado - Department Of Mining And Metallurgical Engineering, McGill University, Montreal, 1996.

MELO, L. M. de O., **Análise Paramétrica e Econômica de Trocadores de Calor Compactos para Turbinas a Gás Regenerativas**. 149 p. Tese de Doutorado - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2010.

MIL-J-24445A (SH). **Joint, bimetallic bonded, aluminium to steel**, Military Specifications and Standards, 25 Jul. 1977.

MYLAVARAPU, S. K. **Design, Fabrication, Performance Testing, and Modeling of Diffusion Bonded Compact Heat Exchangers in a High-Temperature Helium Test Facility**. Tese de Doutorado - Graduate Program In Nuclear Engineering, The Ohio State University, Columbus, 2011.

ORDOÑEZ, J. F. **Trocadores de calor criogênicos (refrigeradores / liquefatores de ciclo Stirling)**. 1987. 61 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Campinas, Campinas, 1987.

PAIVA, K. V. **Comportamento térmico em gravidade e micro gravidade de minitubos de calor do tipo fios-placas**. 132 f. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

PAVLOVA, N. **Aplicação do processo de soldagem por difusão na união de componentes inoxidáveis para uso espacial**. 95f. Dissertação de mestrado – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2005.

PERUSSI, R. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. 134 f. Dissertação de Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

PVATEPLA. **Hotpress**: MOV-HP Resistance Heated High Vacuum Treatment Furnace with Integrated Pressing Unit. Disponível em: <<http://www.pvatepla.com/en/products/vacuum-furnaces/pva/vacuum-heat-treatment/hotpress>>. Acesso em: 6 ago. 2013.

RAGHU, N.; SANJAY, K.R.; KUMAR, A.; JAYAKUMAR T.; KASIVIWANATHAN, K.V. Characterization of explosive weld interfaces. **International Symposium of Research Students on Materials Science and Engineering**, Chennai, India, Dezembro, 2004.

SCHAWARTZ, M. M, **Modern metal joining techniques**. New York: John Wiley & Sons, 1969.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P., **Fundamentals of Heat Exchanges Design**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.

TOMAZETI, C. A. **Análise numérica do desempenho térmico de trocadores de calor de correntes cruzadas. 2006.** 162 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

TREFITAL. **Tubos Trefilados e Microtubos Trefilados**: Peças Acabadas ou Semi-Acabadas. Disponível em: <<http://www.trefital.com.br/tubos-microtubos-trefilados-sao-paulo.html>>. Acesso em: 20 jun. 2013.

TRICARICO, L.; SPINA, R. Mechanical strength of Fe/Al structural transition joints subject to thermal loading. **Archives of Materials Science and Engineering** 37/2, p. 85-93. jun. 2009.

TSUKAMOTO, M.; KAJIURA, T.; YAMAMOTO, A. Effects of Diffusion Bonding Conditions on Joint Strength of Chromium Copper, **The Japan Institute Of Metals**, vol. 76, n. 9, p.521-527, 2012.

WIBULSWAS, P. **Laminar flow heat transfer in non-circular ducts**. Ph.D. thesis - Department Of Mechanical Engineering, London University, London, 1966.

## APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZA

De acordo com Albertazzi e Sousa (2008) um sistema de medição ideal deve fornecer o valor verdadeiro do mensurado, contudo, não é sempre que isso acontece. Em diversas ocasiões um sistema de medição está sujeito às imperfeições existentes, como limitações do operador, influências do ambiente e limitações do equipamento de medição. Segundo os autores, por melhor que seja a qualidade do sistema, por mais cuidadosa que seja a coleta dos dados e por mais que as condições ambientais sejam bem controladas, ainda assim, o erro de medição estará presente, podendo ser em maior ou menor escala. De forma geral, os erros podem ser classificados como:

- Erros sistemáticos: corresponde ao valor médio do erro de medição, parcela previsível.
- Erros aleatórios: são erros devidos a variações ao acaso, de causas não conhecidas exatamente, responsável pelas variações encontradas em medições repetidas, parcela imprevisível.

### A1 – INCERTEZA DA VAZÃO MÁSSICA

Na bancada de testes utilizou-se criostatos para aquecer ou resfriar o fluido de trabalho, com o próprio equipamento realizando o bombeamento da água para o sistema. Os criostatos utilizados tinham cinco opções de vazões c1, c2, c3, c4 e c5 para o lado frio e h1, h2, h3, h4 e h5 para o lado quente, onde o número 1 e 5 expressam, respectivamente, a menor e a maior vazão existente no aparelho.

Contudo a bancada de testes construída não continha um medidor de vazão, sendo necessário aplicar outro método de medição para coletar este parâmetro.

A melhor maneira encontrada para medir a vazão mássica da água foi coletar a massa de água que passava pelo sistema, enquanto era marcado o tempo gasto para preencher um determinado volume do recipiente.

Em seguida media-se a massa do conjunto e subtraía-se a massa do recipiente vazio. Assim, tinha-se a massa de água que passava pelo trocador e o tempo gasto, dessa maneira obtinha-se a vazão mássica do sistema, definida pela razão entre massa e tempo.

Para as medições das vazões teve-se o cuidado de setar a temperatura da água no criostato com a mesma temperatura em que os testes foram realizados.

Contudo, como a vazão medida não tinha um valor único e estável, então foi preciso calcular a faixa dentro da qual a medida variava.

Considera-se o resultado-base da vazão como a média dos valores coletados. A faixa de incerteza da medição foi baseado nos procedimentos estatísticos Tipo A, o qual leva em consideração a incerteza padrão da amostra (Equação 56) associado ao número de graus de liberdade da amostra (Equação 57) (ALBERTAZZI; SOUSA, 2008).

$$u = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (I_k - \bar{I})^2}{n-1}} \quad (56)$$

$$v = n - 1 \quad (57)$$

onde  $u$  é a incerteza padrão da amostra,  $I_k$  é a  $k$ -ésima indicação,  $\bar{I}$  é a média das “ $n$ ” indicações,  $n$  é o número de medições efetuadas e  $v$  é o número de graus de liberdade.

Com a incerteza padrão, foi possível calcular a Repetibilidade do sistema. O cálculo da Repetibilidade ( $Re$ ), considerando uma probabilidade de 95,45% (faixa na qual se espera encontrar o erro aleatório do processo de medição), é a multiplicação da incerteza padrão pelo coeficiente de Student (ALBERTAZZI; SOUSA, 2008), como mostrado a seguir:

$$Re = t \cdot u \quad (58)$$

onde  $t$  é o coeficiente de Student para  $n-1$  graus de liberdade (para 95,45% de probabilidade) e  $u$  é a incerteza padrão da amostra calculada a partir das “ $n$ ” indicações disponíveis.

Logo, a vazão mássica pode ser expressa como:

$$RM = \bar{I} \pm t \cdot u \quad (59)$$

onde  $RM$  é a faixa que corresponde ao resultado da medição.

Com os valores de massa e tempo coletados para cada nível de vazão, em ambos os criostatos, foram confeccionadas as Tabela 22 e



Tabela 23, onde são apresentadas as vazões mássicas médias e suas respectivas incertezas do fluxo quente e frio, respectivamente.

Tabela 22 – Dados coletados criostato lado quente.

	tempo (s)	massa liq. (g)	vazão (g/s)	Média (g/s)	Desvio padrão	Grau de liberdade	t	Incerteza (g/s)	Incerteza (%)
h1	60,97	4334,5	71,09						
	60,93	4303,7	70,63						
	60,66	4323	71,27	70,84	0,56	4	2,87	1,61	2,28
	60,51	4311,9	71,26						
	60,53	4233,7	69,94						
h2	51,26	4825	94,13						
	51,64	4927	95,41						
	51,62	4857	94,09	94,50	0,59	4	2,87	1,69	1,79
	51,62	4857	94,09						
	51,57	4889	94,80						
h3	51,42	5616	109,22						
	51,87	5636	108,66						
	51,58	5587	108,32	108,63	0,40	4	2,87	1,15	1,06
	51,92	5647	108,76						
	51,57	5580	108,20						
h4	51,66	5984	115,83						
	51,69	6009	116,25						
	51,51	5999	116,46	116,31	0,30	4	2,87	0,86	0,74
	51,55	6012	116,62						
	51,61	6006	116,37						
h5	51,55	6343	123,05						
	50,65	6257	123,53						
	51,72	6337	122,53	122,69	0,62	4	2,87	1,78	1,45
	51,55	6312	122,44						
	51,57	6287	121,91						

Tabela 23 – Dados coletados criostato lado frio.

	tempo (s)	massa liq. (g)	vazão (g/s)	Média (g/s)	Desvio padrão	Grau de liberdade	t	Incerteza (g/s)	Incerteza (%)
Ξ	60,97	4334,5	71,09						
	60,93	4303,7	70,63						
	60,66	4323	71,27	70,84	0,70	4	2,87	2,01	3,02
	60,51	4311,9	71,26						
	60,53	4233,7	69,94						
Ξ	51,26	4825	94,13						
	51,64	4927	95,41						
	51,62	4857	94,09	94,50	0,32	4	2,87	0,90	0,88
	51,62	4857	94,09						
	51,57	4889	94,80						
Ξ	51,42	5616	109,22						
	51,87	5636	108,66						
	51,58	5587	108,32	108,63	0,39	4	2,87	1,13	0,94
	51,92	5647	108,76						
	51,57	5580	108,20						
Ξ	51,66	5984	115,83						
	51,69	6009	116,25						
	51,51	5999	116,46	116,31	0,64	4	2,87	1,84	1,41
	51,55	6012	116,62						
	51,61	6006	116,37						
Ξ	51,55	6343	123,05						
	50,65	6257	123,53						
	51,72	6337	122,53	122,69	0,41	4	2,87	1,17	0,86
	51,55	6312	122,44						
	51,57	6287	121,91						

## A2 – INCERTEZA DA TEMPERATURA

Os termopares utilizados na bancada de teste foram do tipo T, composto por cobre e constantan. A Tabela 24 apresenta os limites típicos de erro para este tipo de termopar de acordo com a norma ASTM-E 230/77 (GÜTHS; NICOLAU, 1998):

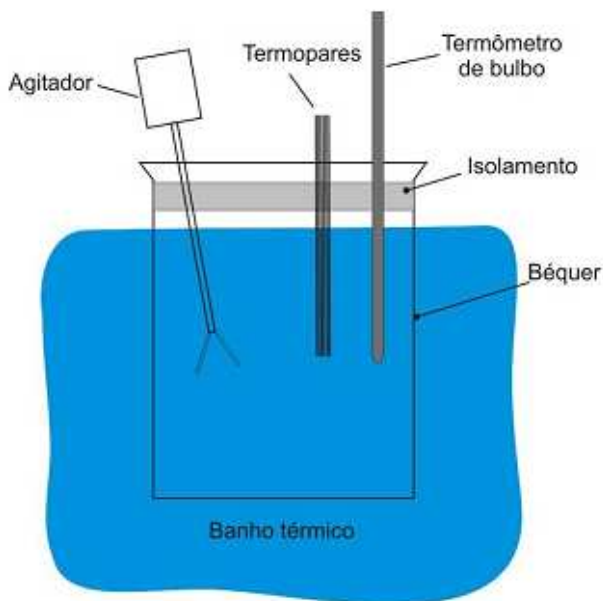
Tabela 24 – Incerteza termopar.

Tipo de Termopar	Faixa de temperatura	Limites de erro	
		Padrão	Especial
T	-200 a 0°C	± 1°C ou ± 1.5 %	-
	0 a 350°C	± 1°C ou ± 0.75 %	± 0.5°C ou ± 0.4 %

Contudo, aplicar a incerteza do termopar para os demais cálculos tornaria a incerteza envolvida muito elevada, logo foi necessário realizar a calibração de todo o conjunto de medição de temperatura envolvido.

O processo de calibração foi o mesmo utilizado por PAIVA (2007). Os sensores de temperatura foram mergulhados em um béquer que continha água destilada, neste mesmo béquer foram inseridos um termômetro de bulbo Omega® com menor resolução de escala de 0,1°C (considerado medida padrão do sistema) e um pequeno agitador para manter a temperatura dentro do béquer homogeneizada. Após a montagem, todo o aparato foi posicionado no interior de um banho térmico de temperatura controlada, como mostrado na Figura 151. O processo de calibração foi executado para a seguinte faixa de temperatura: 25°C a 65°C.

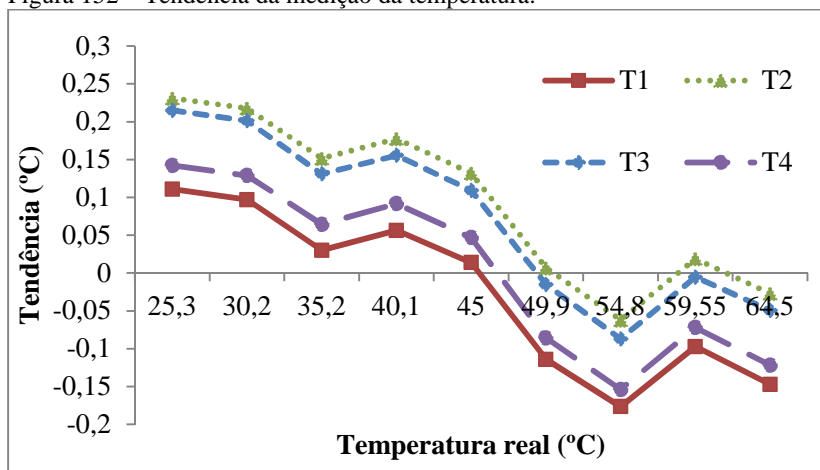
Figura 151 – Aparato experimental para calibração.



Fonte: PAIVA (2007).

Como na prática não é possível realizar infinitas medições para determinar o erro sistemático de um sistema de medição, então se utiliza um número restrito de medições, normalmente coletadas durante a calibração do equipamento. Sendo assim, define-se a Tendência ( $T_d$ ) como sendo a estimativa do erro sistemático envolvido em um número finitos de medições (ALBERTAZZI; SOUSA, 2008). A Figura 152 apresenta a Tendência envolvida em cada um dos termopares para cada faixa de temperatura.

Figura 152 – Tendência da medição da temperatura.



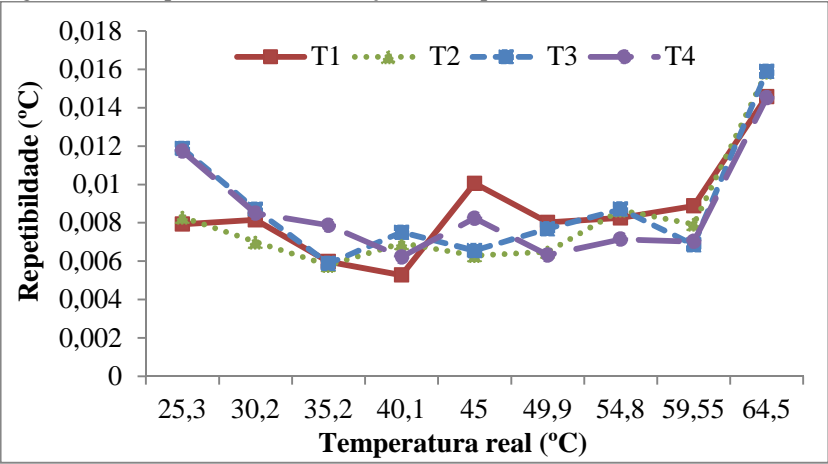
O erro aleatório da medição foi realizado por meio de procedimentos estatísticos.

Com o conjunto de dados coletados foi possível determinar o desvio padrão experimental, o qual está relacionado á dispersão provocada pelo erro aleatório (ALBERTAZZI; SOUSA, 2008).

A faixa dentro da qual o erro aleatório de um sistema de medição é esperado, para certa probabilidade, é denominada Repetibilidade ( $Re$ ). Este parâmetro é calculado através da multiplicação do desvio padrão experimental pelo coeficiente “ $t$ ” de Student.

Definindo uma probabilidade de 95% para qual o erro aleatório é esperado, tem-se um “ $t$ ” de Student igual a dois, com isso é possível encontrar a Repetibilidade para cada termopar em cada uma das temperaturas, ilustrado na Figura 153.

Figura 153 – Repetibilidade da medição da temperatura.



Por último, define-se o erro máximo ( $E_{\max}$ ) como a faixa de valores que para uma dada probabilidade contém o maior erro do sistema de medição, considerando os erros sistemáticos e aleatórios em toda a faixa de medição.

As Figura 154 e Figura 155 apresentam a distribuição máxima dos erros de leitura de cada termopar, sendo que o maior erro encontrado foi de 0,24 para o termopar número 2.

Figura 154 – Erro máximo – TD – RE.

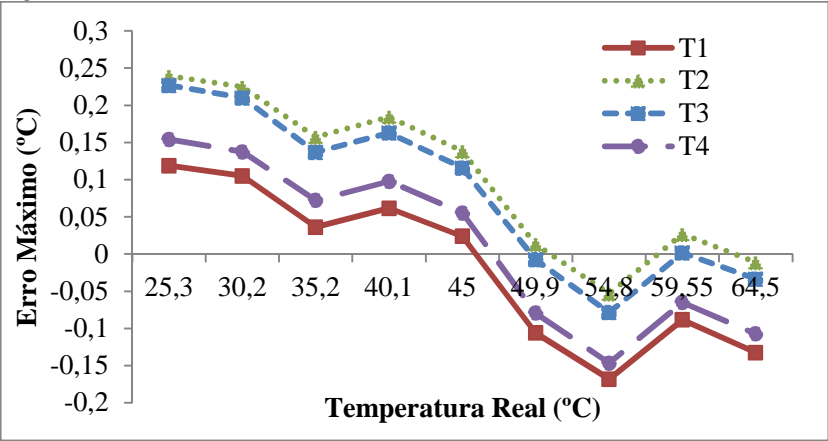
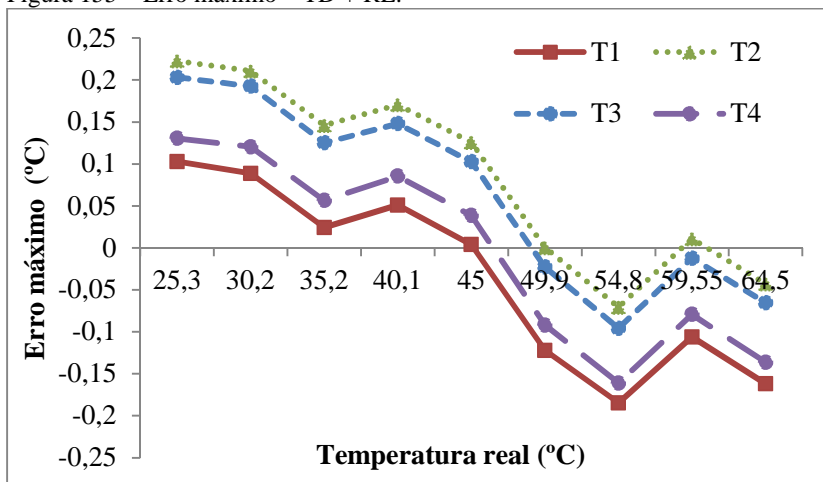


Figura 155 – Erro máximo – TD + RE.



### A3 – INCERTEZA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA

Para calcular a incerteza da diferença de temperatura, aplicou-se um método muito parecido com o do item anterior.

Os sensores de temperatura foram mergulhados em um béquer com água destilada e neste mesmo béquer foi colocado um pequeno agitador com a função de manter a temperatura homogênea. Após a montagem do aparato, o béquer foi colocado em um banho térmico de temperatura controlada, como mostrado na Figura 151.

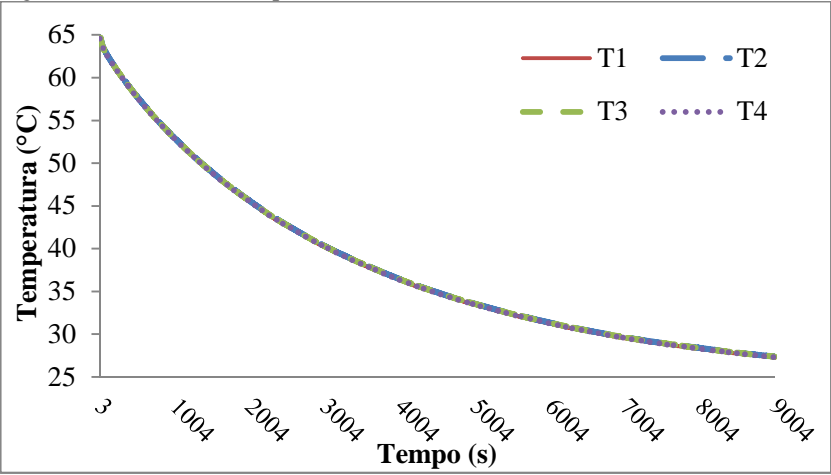
O banho térmico foi programado para uma temperatura de 65°C e após todos os termopares atingirem essa temperatura, esperaram-se mais 20 minutos para garantir que toda a água estava com a mesma temperatura.

Em seguida, retirou-se o conjunto composto pelo béquer com água destilada, termopares e agitador, e o colocou exposto à temperatura ambiente, para que diminuísse a temperatura gradualmente.

Eles foram deixados à temperatura ambiente até atingirem 27°C, o que levou aproximadamente duas horas e meia.

Durante o processo de resfriamento da água, o sistema de aquisição de dados coletou a temperatura dos quatros termopares, e o resultado da medição é apresentado Figura 156.

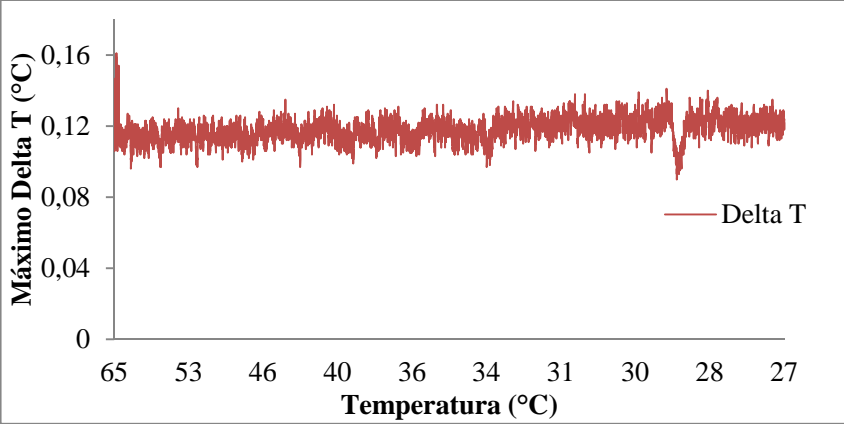
Figura 156 – Curva de temperatura.



Como pode ser visto na Figura 156, as curvas de temperatura tiveram praticamente o mesmo comportamento, tendo pouca variação entre as medidas feitas pelos termopares.

Em seguida compararam-se as temperaturas medidas entre os termopares para cada instante de tempo e calculou-se a diferença entre a máxima e a mínima temperatura medida entre os quatro termopares para um mesmo instante de tempo, para verificar qual era a máxima diferença de medição existente entre os quatro termopares. O resultado para cada instante de tempo é mostrado na Figura 157.

Figura 157 – Maiores diferença entre os termopares.





Considerou-se que a incerteza aplicada para a diferença de temperatura entre os quatro termopares era a maior diferença medida entre a máxima e a mínima temperatura de todos os termopares para um mesmo instante de tempo. Portanto, a incerteza máxima para a diferença de temperatura foi de 0,16°C.

#### A4 – INCERTEZA DA EFETIVIDADE

De acordo com Albertazzi e Sousa (2008) quando medições não correlacionadas são combinadas por uma função matemática contínua e derivável, é possível determinar a incerteza da função por uma expressão geral. Seja  $G$  definido como uma função que depende de  $X_1, X_2, X_3$  até  $X_n$ , como mostrada a baixo:

$$G = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n)$$

onde  $G$  é determinado por uma medição indireta,  $f$  é uma função matemática contínua e derivável e  $X_i$  são as variáveis de entrada.

Então a incerteza combinada da grandeza  $G$  pode ser definida como:

$$u^2(G) = \left( \frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1) \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2) \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n) \right)^2 \quad (60)$$

onde  $u^2(G)$  representa o quadrado da incerteza combinada da grandeza medida por uma medição indireta,  $f$  representa a função matemática,  $\partial f / \partial X_i$  representa a derivada parcial da função  $f$  em relação a  $X_i$  e  $u(X_i)$  representa a incerteza padrão da  $i$ -ésima grandeza de entrada.

Seja a efetividade experimental definida como:

$$\varepsilon_{\text{exp}} = \frac{(\dot{m}_h c_{p,h})(T_{\text{in},h} - T_{\text{out},h})}{(\dot{m}_c)_\text{min} (T_{\text{in},h} - T_{\text{in},c})} \quad (61)$$

onde  $(\dot{m}_c)_\text{min}$  representa o menor valor medido da multiplicação  $\dot{m}_c c_p$  entre o escoamento com maior temperatura e o escoamento com menor temperatura.

Baseado na Equação 61 e aplicando o conceito apresentado na Equação 60, considerando que o calor específico da água é uma

propriedade constante e sem incertezas, é possível mensurar a incerteza padrão da efetividade, avaliada da seguinte maneira:

$$u(\varepsilon_{\text{exp}}) = \varepsilon_{\text{exp}} \left[ \left( \frac{u(\dot{m}_h)}{\dot{m}_h} \right)^2 + \left( \frac{u(\dot{m}_{\min})}{\dot{m}_{\min}} \right)^2 + \left( \frac{u(\Delta T_h)}{(\Delta T_h)} \right)^2 + \left( \frac{u(T_{in,h})^2 + u(T_{in,c})^2}{(T_{in,h} - T_{in,c})^2} \right) \right]^{1/2} \quad (62)$$

onde a expressão  $u(X_i)$  significa a incerteza padrão da  $i$ -ésima grandeza.

Com a incerteza padrão da efetividade definida, é necessário agora calcular o número de graus de liberdade efetivos e o valor da incerteza expandida.

Como variáveis de entradas da efetividade apresentam unidades de grandezas diferentes, então a incerteza-padrão relativa é escrita da seguinte maneira (ALBERTAZZI e SOUSA, 2008):

$$\frac{\left( \frac{u(\varepsilon_{\text{exp}})}{\varepsilon_{\text{exp}}} \right)^4}{\nu_{ef, \varepsilon}} = \frac{\left( \frac{u(\dot{m}_h)}{\dot{m}_h} \right)^4}{\nu_{\dot{m}_h}} + \frac{\left( \frac{u(\dot{m}_{\min})}{\dot{m}_{\min}} \right)^4}{\nu_{\dot{m}_{\min}}} + \frac{\left( \frac{u(\Delta T_h)}{\Delta T_h} \right)^4}{\nu_{\Delta T_h}} + \frac{\left( \frac{u(T_{in,h} - T_{in,c})}{T_{in,h} - T_{in,c}} \right)^4}{\nu_{T_{in,h} - T_{in,c}}} \quad (63)$$

onde  $\nu_{ef, \varepsilon}$  expressa o número de graus de liberdade efetivos,  $\nu_{\dot{m}_h}$  o número de graus de liberdade da vazão mássica,  $\nu_{\dot{m}_{\min}}$  o número de graus de liberdade da vazão mássica do fluxo que apresenta o menor valor de  $\dot{m}_p$ . Por outro lado,  $\nu_{T_{in,h} - T_{in,c}}$  e  $\nu_{\Delta T_h}$  representam o número de graus de liberdade da temperatura e da diferença de temperatura, respectivamente, que neste caso são considerados infinitos.

Com o número de graus de liberdade efetivos encontrado, e definindo uma probabilidade de 94,45% para o coeficiente  $t$  de Student,

então a incerteza expandida da efetividade experimental pode ser expressa por:

$$U(\varepsilon_{\text{exp}}) = t \cdot u(\varepsilon_{\text{exp}}) \quad (64)$$

Finalmente, o valor da medição da efetividade experimental é expresso por:

$$\varepsilon = (\varepsilon_{\text{médio}} \pm U(\varepsilon)) \quad (65)$$

## A5 – INCERTEZA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A taxa de transferência de calor é expressa da seguinte maneira:

$$q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (66)$$

onde  $q$  é o calor transferido entre os fluxos quente e frio,  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $c_p$  é o calor específico e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do mesmo fluxo (quente ou frio).

Fazendo a novamente a consideração de que o calor específico da água é uma propriedade constante e sem incertezas, então a incerteza padrão da transferência de calor do fluxo quente ou frio pode ser escrita da seguinte maneira:

$$u(q) = q \sqrt{\left( \frac{u(\dot{m})}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{u(\Delta T)}{(\Delta T)} \right)^2} \quad (67)$$

onde a expressão  $u(X_i)$  significa a incerteza padrão da  $i$ -ésima grandeza.

Definido a incerteza padrão da transferência de calor, é possível agora calcular o número de graus de liberdade efetivos e o valor da incerteza expandida. Dessa maneira, o número de graus de liberdade efetivos da transferência de calor pode ser calculado pela Equação 68.

$$\frac{\left(\frac{u(q)}{q}\right)^4}{v_{ef,q}} = \frac{\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right)^4}{v_{\dot{m}}} + \frac{\left(\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right)^4}{v_{\Delta T}} \quad (68)$$

onde  $v_{ef,q}$  expressa o número de graus de liberdade efetivos da transferência de calor,  $v_{\dot{m}}$  o número de graus de liberdade da vazão mássica e  $v_{\Delta T}$  representa o número de graus de liberdade da diferença de temperatura, que neste caso é considerado infinito.

Com o número de graus de liberdade efetivo determinado e definindo uma probabilidade de 94,45% para o coeficiente  $t$  de Student, a incerteza expandida da transferência de calor é expressa como:

$$U(q) = t \cdot u(q) \quad (69)$$

Por fim, o valor da medição da transferência de calor é escrita da seguinte forma:

$$q = (q_{médio} \pm U(q)) \quad (70)$$